

Alma Mater Studiorum – Università di Bologna

DOTTORATO DI RICERCA IN

Meccanica e Scienze Avanzate dell'Ingegneria

Ciclo XXVI

Settore Concorsuale di afferenza: 09/C1

Settore Scientifico disciplinare: ING-IND/09

***“Prestazioni energetico-ambientali di sistemi cogenerativi
avanzati e analisi di casi applicativi”***

Presentata da: Ing. Valentini Elisa

Coordinatore Dottorato

Prof. Vincenzo Parenti Castelli

Relatore

Prof. Michele Bianchi

Correlatori

Ing. Andrea De Pascale

Ing. Paolo Cagnoli

Esame finale anno 2014

Sommario

Sommario.....	1
Introduzione.....	5
Capitolo 1	7
1.1 La cogenerazione	7
1.1.1 I vantaggi della cogenerazione.....	8
1.1.2 Indici di valutazione per la cogenerazione.....	9
1.2 Tecnologie innovative di generazione elettrica per la micro-cogenerazione.....	13
1.2.1 Motori a combustione interna	14
1.2.2 Microturbine a gas	16
1.2.3 Cicli Rankine a fluido organico (ORC)	18
1.2.4 Micro-Cicli Rankine	19
1.2.5 Motori Stirling	20
1.2.6 Celle a combustibile.....	22
1.2.7 Sistemi fotovoltaici (TPV)	25
Bibliografia Capitolo 1	27
Capitolo 2	29
2.1 Impianti di combustione a biomassa presenti in Emilia-Romagna.....	30
2.1.1 Biogas	30
2.1.2 Bioliquidi	30
2.1.3 Biomassa solida	31
2.2 Descrizione impianti presi a riferimento.....	32
2.3 BREF e MiniBREF	35
2.3.1 Struttura del programma MiniBREF	35
2.3.2 Dati in ingresso	37
2.3.3 Dati in uscita	37
2.3.4 Indice di valutazione delle prestazioni di un impianto cogenerativo (IRE).....	38
2.3.5 Emissioni inquinanti	38
2.3.6 Metodi per la valutazione di emissioni inquinanti da impianti cogenerativi	40
2.3.7 Valutazione degli indici di inquinamento	42
2.4 Risultati ottenuti.....	44
2.4.1 Concentrazioni [mg/Nm ³]	46
2.4.2 Concentrazioni specifiche [mg/kWh]	47
2.4.3 Potenziali di inquinamento	48
2.4.4 Potenziali specifici	52

2.4.5	Cogenerazione.....	56
2.5	MiniBREF e tecnologie innovative di generazione elettrica	60
	Bibliografia Capitolo 2	61
	Capitolo 3	62
3.1	ORC – Cicli Rankine a fluido organico	62
3.2	Layout di un ORC	62
3.3	Confronto fra ORC e ciclo Rankine a vapore	65
3.4	La scelta del fluido.....	69
3.4.1	I fluidi puri	78
3.4.2	Le miscele	79
3.4.3	La nomenclatura dei fluidi lavoro.....	82
3.5	Strumenti numerici per l’analisi di cicli ORC	83
3.5.1	Il software Thermoflex TM	83
3.5.2	La libreria di calcolo RefProp.....	85
3.5.3	Il software FluidProp	86
	Bibliografia Capitolo 3	89
	Capitolo 4	91
4.1	Indagine di mercato sugli ORC e loro simulazione	91
4.2	Raccolta di dati relativi a impianti ORC industriali.....	92
4.2.1	CPS Clean Cycle WHG 125	92
4.2.2	Turboden CHP 4 Split.....	93
4.2.3	Turboden HR 6	94
4.2.4	Turboden recupero da fumi motore Diesel	95
4.2.5	Impianto Ormat 150 Mile House	96
4.2.6	GE ORegen PGT 25+	97
4.3	Simulazione degli impianti ORC mediante Thermoflex	98
4.3.1	Simulazione CPS Clean Cycle WHG 125	98
4.3.2	Simulazione Turboden CHP 4 Split.....	101
4.3.3	Simulazione Turboden HR 6	104
4.3.4	Simulazione Turboden recupero da fumi motore Diesel	106
4.3.5	Simulazione dell’impianto Ormat 150 Mile House	108
4.3.6	Simulazione GE ORegen PGT 25+	110
4.3.7	Riepilogo dei risultati ottenuti dalle simulazioni	114
4.4	ORC come bottomer di turbogas di taglia medio-piccola	114
4.4.1	Tecnologie disponibili come bottomer di Turbogas alternative agli ORC	115
4.4.2	ORC come bottomer di turbine a gas.....	120
4.4.3	Analisi parametriche al variare della pressione di condensazione.....	125

4.4.4	Analisi parametriche al variare del fluido organico.....	128
Bibliografia Capitolo 4		131
Capitolo 5		133
5.1	Il Sistema GT-ORC analizzato	135
5.2	Metodologia di analisi e assunzioni.....	138
5.2.1	Selezione del fluido.....	138
5.2.2	Analisi numerica	142
5.2.3	Risultati termodinamici e discussione	143
5.2.3.1	Influenza della pressione di condensazione e di vaporizzazione nelle performance del ciclo TG-ORC	145
5.2.3.2	Performance del ciclo in condizioni ottimali	150
5.2.3.3	Performance in assetto cogenerativo	152
5.2.3.4	Analisi economica.....	153
5.2.3.5	Analisi in assetto di off-design	155
Bibliografia Capitolo 5		157
Conclusioni.....		158

Introduzione

L'inquinamento atmosferico è definito dalla normativa italiana come *“ogni modificazione della normale composizione o stato fisico dell'aria atmosferica, dovuta alla presenza nella stessa di una o più sostanze con qualità e caratteristiche tali da alterare le normali condizioni ambientali e di salubrità dell'aria; da costituire pericolo, ovvero pregiudizio diretto o indiretto per la salute dell'uomo; da compromettere le attività ricreative e gli altri usi legittimi dell'ambiente; da alterare le risorse biologiche e i beni materiali pubblici e privati”*. Le cause antropiche dell'inquinamento atmosferico sono da individuare nelle attività di produzione e utilizzo di combustibili fossili e carburanti, le attività di produzione industriale, l'estrazione dei minerali, l'incenerimento dei rifiuti e l'attività agricola. Nel presente lavoro di tesi l'interesse è rivolto agli impianti energetici che convertono l'energia chimica del combustibile in energia utile (meccanica e elettrica) e sugli impianti, tecnologicamente innovativi, che in aggiunta permettono di recuperare parte dell'energia termica e indirizzarla ad usi civili e/o industriali, ossia gli *impianti cogenerativi*. In particolare lo scopo di questa tesi è quello di analizzare dapprima l'impatto ambientale che tali impianti hanno attraverso lo sviluppo di un modello di calcolo e poi analizzare il contributo effettivo che oggi la tecnologia innovativa dei cicli Rankine organici può dare nella valorizzazione elettrica del calore di scarto di processi industriali, focalizzando l'obiettivo principalmente sulle turbine a gas ed eseguendo un caso di studio in un settore ancora poco esplorato da questa tecnologia, quello Oil&Gas.

Il capitolo 1 illustra le principali tecnologie innovative per la produzione di energia elettrica e termica attualmente presenti sul mercato, sia in forma prototipale che già sviluppate. Verrà illustrata anche una panoramica sulla cogenerazione quale forma ampiamente sviluppata di recupero di calore da fonti di scarto.

Nel capitolo 2 verrà illustrato lo studio condotto nel corso del primo anno di dottorato durante il quale, dopo aver effettuato il censimento degli impianti a fonti fossili e rinnovabili, cogenerativi e non, presenti in Emilia-Romagna, è stato sviluppato un software chiamato MiniBref che permette di simulare il funzionamento di una qualsiasi centrale termoelettrica grazie alla possibilità di combinare la tecnologia dell'impianto di produzione dell'energia (turbogas, MCI, ORC, Cicli combinati, ecc.) con il tipo di combustibile. MiniBref è un programma sviluppato in visual basic che consente la valutazione di massima delle emissioni inquinanti ed i potenziali di inquinamento di una o più centrali termo-elettriche e permette un primo confronto fra soluzioni impiantistiche alternative, focalizzando l'attenzione sull'impatto ambientale ad esse associato, in vista di indirizzare l'utente verso l'alternativa migliore.

Il capitolo 3 fornisce l'introduzione necessaria a comprendere la tecnologia ORC (acronimo di Organic Rankine Cycle). Verranno illustrati, a partire dai principi della termodinamica, le caratteristiche principali dei cicli Rankine nella loro versione più diffusa, quella a vapor d'acqua. Successivamente, dopo aver illustrato le caratteristiche peculiari dei fluidi organici, si introdurranno gli ORC e si metteranno in evidenza quelle caratteristiche che li vedono preferiti ai cicli ad acqua nelle applicazioni di recupero a bassa temperatura. Infine si forniranno informazioni su alcuni software adatti all'analisi termodinamica degli ORC e utilizzati nel presente lavoro, mettendo in evidenza le caratteristiche delle librerie di calcolo da cui questi programmi attingono i dati relativi alle proprietà dei fluidi organici.

Lo scopo del capitolo 4 è quello di effettuare una ricognizione dello stato dell'arte delle applicazioni industriali degli ORC nel recupero termico. Tramite una ricerca bibliografica si cercheranno informazioni anche sugli stati termodinamici interni ai cicli e, a partire dai dati raccolti, si eseguiranno simulazioni numeriche per ricostruire gli ORC ed avere una panoramica il più completa ed attendibile delle prestazioni effettive di questi sistemi. Verranno forniti anche elementi sull'applicazione della tecnologia ORC per la valorizzazione elettrica del calore emesso dai fumi di turbogas di media e piccola taglia. A conclusione verrà fornita un'analisi di sensibilità, al variare di modello di turbogas, pressione di condensazione e fluido organico, delle prestazioni erogate da turbine ritenute adatte all'impiego nel settore Oil&Gas realizzata mediante simulazioni numeriche.

Il capitolo 5 illustra i risultati di un caso di studio che vede l'adozione di recupero mediante ciclo organico in un'installazione esistente del settore Oil&Gas. Verrà posta particolare enfasi sulla procedura di scelta del fluido organico in base al tipo di applicazione dato. Si effettuerà quindi uno studio delle prestazioni dell'impianto al variare delle pressioni massime e minime del ciclo e di come questi parametri influenzino non solo le performance ma anche le caratteristiche impiantistiche da adottare. A conclusione del lavoro si riporteranno i risultati relativi all'analisi condotte considerando l'impianto ai carichi parziali ed in assetto cogenerativo.

Capitolo 1

1.1 La cogenerazione

Il termine cogenerazione sta ad indicare un'utilizzazione mista per fornire energia elettrica e termica. Questi impianti a doppia utilizzazione hanno avuto un notevole sviluppo nell'industria e hanno assunto diverse denominazioni a seconda del tipo di motore endotermico utilizzato. La cogenerazione, nota anche come CHP (Combined Heat and Power), è la produzione congiunta e contemporanea di energia elettrica (o meccanica) e calore utile a partire da una singola fonte energetica, attuata in un unico sistema integrato (produzione in cascata). La cogenerazione, impiegando lo stesso combustibile per due utilizzi differenti, mira ad uno sfruttamento più efficiente e razionale dell'energia primaria, con conseguenti risparmi economici soprattutto nei processi produttivi caratterizzati da una forte contemporaneità di prelievi elettrici e termici. La ripartizione di questi sistemi per tipo di utenza, in Italia, è così suddivisa:

- industria: 43%
- depurazione: 32%
- terziario 28%

Generalmente i sistemi CHP sono formati da un motore primario (motore alternativo, turbina), un generatore, un sistema di recupero termico ed interconnessioni elettriche. Il motore primario è un qualunque motore utilizzato per convertire il combustibile in energia meccanica, il generatore la converte in energia elettrica e il sistema di recupero termico, attraverso i fumi di scarico ed il raffreddamento del motore, utilizza l'energia termica ottenuta per il riscaldamento o la produzione di vapore. La produzione combinata può incrementare l'efficienza di utilizzo del combustibile fossile fino ad oltre l'80%; ciò comporta minori costi e minori emissioni di inquinanti e di gas ad effetto serra, in particolare di monossido di carbonio (CO) e di ossidi di azoto (NO_x), rispetto alla produzione separata di elettricità e di calore.

La cogenerazione ha natura distribuita e si realizza mediante impianti che sono in grado di generare calore ed elettricità per grandi strutture (es. ospedali, alberghi ecc.) o piccoli centri urbani. La combustione nelle centrali a cogenerazione raggiunge risparmi fino al 40% nell'utilizzo delle fonti primarie di energia.

La figura 1.1 illustra schematicamente il confronto tra la produzione energetica separata e quella combinata; nel caso della produzione combinata il rendimento totale risulta più elevato, anche assumendo, cautelativamente, che il rendimento elettrico sia più basso.

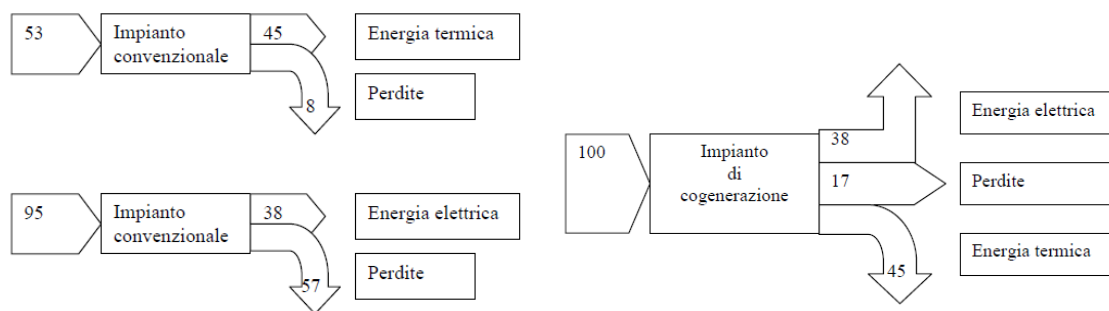


Figura 1.1 – Schema di produzione separata ed in cogenerazione di energia elettrica e termica

Come si nota dagli schemi, per ottenere le stesse quantità di energia elettrica e termica bisogna introdurre nell'impianto una quantità maggiore di carburante nella produzione separata rispetto a quella combinata che ne richiede circa il 35% in meno.

1.1.1 I vantaggi della cogenerazione

Lo sfruttamento del sistema cogenerativo rispetto a quello tradizionale comporta diversi vantaggi che ne hanno determinato la diffusione, in particolare negli ultimi anni. Grazie al minor consumo di combustibile rispetto alla produzione separata di energia elettrica e termica, la cogenerazione permette una significativa riduzione delle emissioni di gas responsabili dell'inquinamento atmosferico (CO , NO_x e SO_x) e del riscaldamento della terra. In particolare i principali gas serra che provocano l'aumento della temperatura dell'aria e della superficie terrestre causando il fenomeno dell' "effetto serra" sono: il vapore d'acqua (H_2O), l' anidride carbonica (CO_2), il perossido di azoto (N_2O) e il metano (CH_4). Il potenziale dell' "effetto serra" di un determinato gas è misurato dalla quantità di $\text{CO}_{2\text{eq}}$. Il parametro che definisce il potenziale di una sostanza come "gas serra" è il GWP (Global Warming Potential) assunto per convenzione uguale a 1 per la CO_2 . Il GWP è definito come l'effetto di riscaldamento su un certo orizzonte temporale prodotto da 1kg di sostanza rispetto a quello prodotto nello stesso tempo da 1kg di CO_2 . Il metano, nonostante la sua concentrazione in atmosfera sia di molto inferiore a quella della CO_2 , è un fortissimo gas serra ed ha una capacità di assorbire le radiazioni nel campo dell'infrarosso 60 volte maggiore di quella della CO_2 . Anche il protossido di azoto è un gas serra molto potente e con un tempo di permanenza in atmosfera elevatissimo (120 anni), ma con bassa concentrazione. L'IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change) ha valutato quale potrebbe essere l'ammontare complessivo di gas serra nei prossimi decenni: sono stati presi in considerazione diversi scenari di previsione elaborando dati provenienti da diverse fonti (in base al tipo di politica adottata dalle varie nazioni). Si va da uno scenario più critico in cui si prevede che vi sia una crescita dei consumi energetici mondiali da imputarsi ai paesi emergenti (caratterizzati da un incremento industriale e demografico maggiore dei paesi delle economie più sviluppate) e un contemporaneo ricorso a fonti di approvvigionamento prevalentemente fossile, fino ad una previsione più ottimistica di uno scenario con tassi di crescita minimi del fabbisogno energetico ed un maggiore sfruttamento delle fonti rinnovabili. Mediante un impianto di cogenerazione, l'ambiente viene beneficiato con una significativa riduzione delle emissioni di gas inquinanti (CO , NO_x , SO_x), per ogni kW di energia prodotta, attraverso il controllo e il monitoraggio della loro produzione. Il calore disperso dai sistemi di produzione convenzionali di energia rappresenta di per sé un fattore negativo di impatto ambientale che viene sensibilmente ridotto negli impianti di cogenerazione. Per tali ragioni l'impiego di impianti di cogenerazione è una componente chiave delle strategie energetiche nazionali ed internazionali che si propongono di ricercare soluzioni energetiche che permettano uno sviluppo sostenibile per l'ambiente. A questo fine sia la Comunità Europea che le normative nazionali e regionali prevedono anche specifici incentivi economici per la realizzazione di tali impianti.

Oltre al beneficio derivante dal miglior uso del combustibile rispetto alla generazione termoelettrica tradizionale, la presenza di un impianto di cogenerazione ben dimensionato consente di aumentare la sicurezza della fornitura elettrica e di migliorarne la qualità, proteggendo da interruzioni e cali di tensione.

Un altro vantaggio della cogenerazione è di tipo economico: un impianto cogenerativo correttamente dimensionato consente elevati risparmi energetici dell'ordine del 25-40% ed un pay-back dell'investimento dai 3 ai 6 anni.

1.1.2 Indici di valutazione per la cogenerazione

Secondo la normativa vigente, la cogenerazione viene definita come segue : “Cogenerazione è la produzione combinata di energia elettrica e calore alle condizioni definite dall'Autorità per l'Energia Elettrica e il Gas, che garantiscano un significativo risparmio di energia rispetto alle produzioni separate” [1] [2].

Lo schema impiantistico di un impianto cogenerativo può essere di due tipologie :

- **cogenerazione topping**, dove un motore sfrutta il combustibile per produrre energia elettrica e uno scambiatore sfrutta il calore di scarto del motore per produrre energia termica.
- **cogenerazione bottoming**, dove un sistema di combustione (ad esempio caldaia) produce energia termica, mettendo a disposizione anche del cascame termico, che può essere utilizzato da un motore per la produzione di energia elettrica.

Queste due configurazioni variano non solo per le diverse tecnologie applicate, ma anche per la qualità del calore prodotto e la quantità dell'energia elettrica prodotta : mentre nel primo l'alta temperatura è adibita alla produzione di elettricità (notevole quantità), nel secondo l'alta temperatura viene utilizzata per la richiesta termica (calore di notevole qualità). Poiché il calore non può essere trasportato senza perdite considerevoli, il sistema sarà ubicato vicino all'utenza di calore al fine di evitare al massimo tali perdite.

Un'altra caratteristica di questi impianti è la taglia che differenzia le varie tipologie di cogenerazione:

- *Generazione distribuita*: impianti di generazione di potenza nominale **inferiore ai 10 MVA**” [3];
- *Impianto di piccola/micro generazione*: impianti per la produzione di energia elettrica, anche in assetto cogenerativo, con capacità di generazione **non superiore a 1 MW o a 50 kW**”[4].

La normativa relativa alla cogenerazione si è evoluta dagli anni '90 ad oggi e la figura 1.2 riporta tale evoluzione:

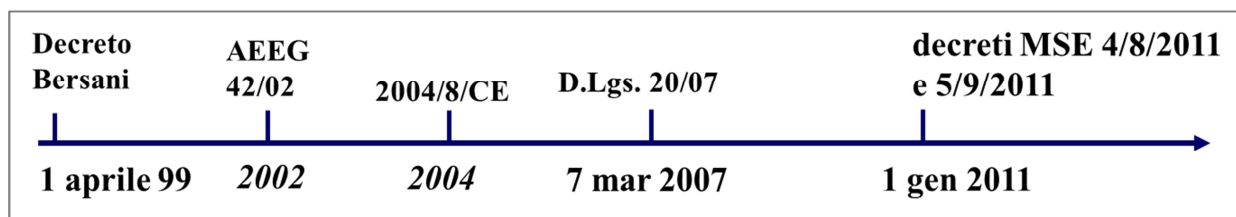


Fig. 1.2: Evoluzione della normativa relativa alla cogenerazione

Tale evoluzione ha portato a cambiamenti anche negli indici relativi alle misurazioni delle performance degli impianti cogenerativi. Si riportano di seguito gli indici utilizzati per determinare l'efficienza di un impianto di cogenerazione.

La definizione di rendimento di un impianto cogenerativo presenta diverse criticità, a causa del duplice effetto utile conseguito; calore e lavoro hanno un valore non equiparabile né sul piano termodinamico né su quello economico.

Si definisce rendimento di primo principio o coefficiente di utilizzo del combustibile:

$$\eta_u = \frac{E_e + E_t}{E_c} \quad (1)$$

dove:

E_c rappresenta l'energia primaria del combustibile in riferimento al potere calorifico inferiore ($E_c = m_c H_i$),

E_e l'energia elettrica netta prodotta ed E_t l'energia termica netta utile prodotta.

Questa formulazione non tiene però conto del diverso valore da attribuire a calore e lavoro.

Viene quindi introdotto il rendimento di secondo principio così definito:

$$\eta_{II} = \frac{E_e + E_t \left(1 - \frac{T_a}{T_{ml}}\right)}{E_c} \quad (2)$$

dove T_a indica la temperatura dell'ambiente esterno e T_{ml} la temperatura media logaritmica di cessione media all'utenza. Nonostante tenga conto delle asimmetrie fra termica ed elettrica, questo rendimento è di difficile applicazione pratica. Risulta quindi necessario evitare di ricorrere a degli indicatori assoluti come i rendimenti sopra descritti, ed utilizzare degli *indicatori relativi*, che altro non sono che indici di confronto fra la produzione di un sistema cogenerativo e la produzione separata di elettricità e calore.

Nello sviluppo normativo italiano, ma soprattutto europeo, questi indici non sono statici, ma si sono evoluti passando da I_{en}, ad IRE ed LT, fino all'odierno PES.

Per tutti gli impianti realizzati quando era in vigore il CIP6/92, il criterio per assimilarli alle fonti rinnovabili era stato impostato sfruttando l'**indice Ien**, così definito:

$$I_{en} = \frac{E_t}{E_c \eta_t} + \frac{E_e}{E_c \eta_e} - 0,49 \quad (3)$$

La particolarità ed il limite di questo indice era che si assumeva “a priori” per il rendimento termico il valore 0,90 mentre per l'elettrico il valore 0,51. Quindi con questi valori, si otteneva il criterio di assimilabilità per gli impianti con Ien > 0,51, con un premio ulteriore per quelli con Ien > 0,60.

Questa normativa fu poi corretta e migliorata dalla Delibera 42/02 dell'AEEG che stipulava che tale condizione si basasse sul soddisfacimento contemporaneo di due parametri: l'indice di risparmio energetico (IRE) e il limite termico (LT).

Il primo valuta il risparmio di energia primaria di un impianto di cogenerazione rispetto ad impianti convenzionali per la produzione separata di energia elettrica e termica (La figura 1.3 rappresenta schematicamente il confronto fra produzione separata e produzione in assetto cogenerativo), e viene espresso con la seguente formulazione :

$$IRE = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_e}{\eta_{es}} + \frac{\eta_t}{\eta_{ts}}} \quad (4)$$

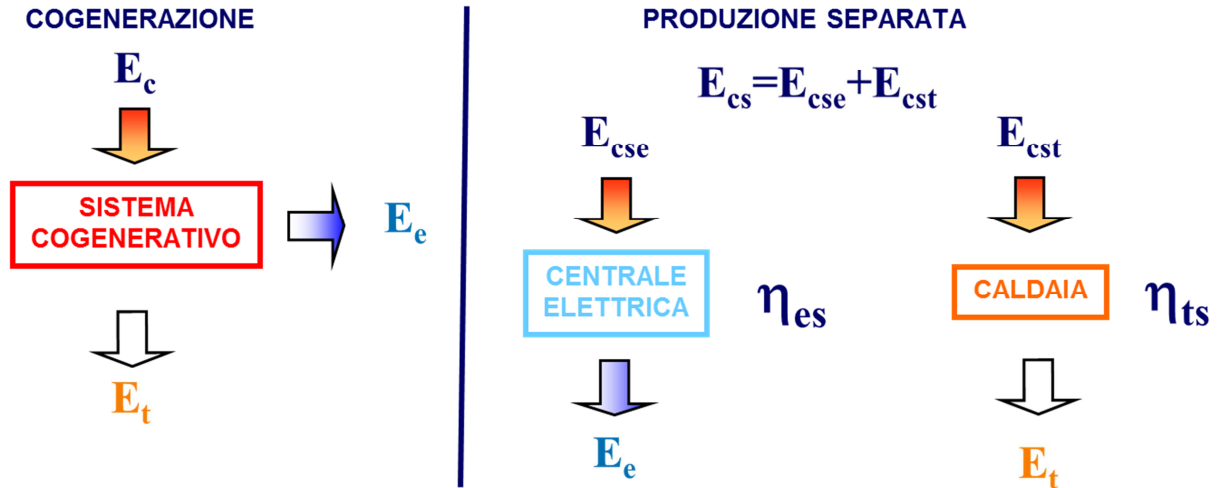


Figura 1.3: Produzione separata vs Produzione in assetto cogenerativo

Questa formulazione però non tiene conto di tutte le utenze termiche disponibili e delle minori perdite di trasporto e di conversione dell'energia elettrica; viene quindi ampliata e generalizzata dalla formula seguente:

$$IRE = 1 - \frac{E_c}{\frac{E_e}{\eta_{es,p}} + \frac{E_{t,civ}}{\eta_{ts,civ}} + \frac{E_{t,ind}}{\eta_{ts,ind}}} \geq IRE_{min} \quad (5)$$

dove la $E_{t,civ}$ indica l'energia termica utile per usi civili, mentre $E_{t,ind}$ quella per usi industriali. Allo stesso modo i rendimenti termici della produzione separata (η_{ts}) si riferiscono ad utenze industriali e civili. Altra integrazione è il parametro **p**, che tiene conto dell'autoconsumo dell'energia elettrica, evitando le perdite di trasporto e di conversione. Per i rendimenti della produzione separata, troviamo nella Delibera dell'AEEG i valori da utilizzare. Per il rendimento elettrico in produzione separata i suoi valori dipendono dal tipo di combustibile utilizzato e da un valore di potenza che, al fine di dare una trattazione omogenea ed equilibrata, non sempre coincide con la potenza nominale di **sezione** di un impianto di produzione combinata (con cui si definisce un'unità che opera in cogenerazione).

Per il rendimento termodinamico della produzione separata, invece, viene utilizzato, in ambito civile 0,8 mentre in ambito industriale 0,9 dove, il primo è il valore medio annuo delle caldaie di piccola dimensione per usi civili, il secondo è riferito alle caldaie medio grandi di stampo industriale. Determinato l'indice IRE, questo va confrontato con un valore soglia (chiamato IRE_{min}), secondo la seguente disuguaglianza:

$$IRE > IRE_{min} \quad (6)$$

Viene proposto nella Delibera, che il valore di IRE_{min} sia pari al 10% (cioè 0,1) per le sezioni di nuova realizzazione, 5% (cioè 0,05) per le sezioni esistenti e 8% (cioè 0,08) per i rifacimenti di sezioni già esistenti. Quest'ultimo viene appositamente scelto inferiore rispetto al valore per i nuovi impianti proprio per incentivare la trasformazione e il miglioramento delle struttura già presenti. Comunque tiene anche conto della presenza di componenti elettrici già presenti (che implicano un abbassamento del rendimento).

Per evitare di avere soluzioni prive di un effettiva produzione combinata di calore ed energia elettrica o soluzioni che siano troppo sbilanciate nell'uno o nell'altro verso, si è pensato di affiancare all'indice IRE il suddetto indice LT che

verifica l'effettiva produzione separata (altrimenti non si avrebbero i tanto citati vantaggi di risparmio del combustibile).

Si propone quindi un rapporto minimo tra energia termica utile ed energia primaria del combustibile non inferiore al 15% (LT_{min}). Come per l'indice IRE, anche questo parametro va calcolato in relazione alla sezione invece che all'impianto, ad eccezione per impianti con potenza inferiore a 10 MW, per i quali ci si riferisce all'impianto stesso.

$$LT = \frac{E_t}{E_e + E_t} \geq LT_{min} \quad (7)$$

Vanno però menzionate alcune considerazioni che tengono conto dei problemi tecnologici e del fatto che tale parametro viene calcolato su base annuale:

- a) vincoli di trasportabilità per l'energia termica, che aumentano al crescere delle dimensioni dell'impianto;
- b) discontinuità giornaliera e stagionale dei cicli produttivi e della richiesta di riscaldamento urbano;
- c) nell'impianto di cogenerazione a ciclo combinato è previsto un condensatore a freddo, per contenere dissipazioni e utilizzare vapore a bassa pressione.

Da queste considerazioni viene definito il sopra-citato valore di LT_{min} . I valori di riferimento dei vari parametri finora citati sono aggiornati dall'Autorità ogni tre anni (nel 2010, $LT_{min} = 33\%$), mentre i valori di riferimento dei parametri per ciascuna sezione già esistente hanno validità di 10 anni, per le nuove di 15 (ad entrambi è previsto un aumento di 5 anni per sezioni dotate di rete di distribuzione del calore utile prodotto). Nel caso di collaudo e avviamento, si considera una riduzione dei valori minimi di LT ed IRE del 5%, in modo da tener conto delle difficoltà di realizzazione delle condizioni di esercizio per il primo periodo di funzionamento.

Dall'anno 2010 in poi, la Delibera 42/02 relativa agli indici di confronto è stata migliorata con la sostituzione del IRE e del LT, con i nuovi indici : il PES e il rendimento globale.

Tali parametri, definiti nel Decreto del 5/09/2011 [5] con validità immediata dal 31/12/2011, definiscono ancora una volta quando una cogenerazione risulta essere ad alto rendimento (CAR).

Tendenzialmente, causa il ruolo centrale dell'energia termica, la CAR considera come “cogenerativa” l'energia elettrica/meccanica quando questa è funzione derivata del calore, la quale risulta quindi un sottoprodotto dell'energia termica.

Il rendimento globale è definito dalla seguente formulazione:

$$\eta_{globale} = \frac{E + H_{CHP}}{F} \quad (8)$$

Dove:

–**E**: energia elettrica prodotta;

–**H_{CHP}**: energia termica utile cogenerata ed effettivamente utilizzata nel processo a valle;

–**F**: energia termica immessa nell'unità da fonti esterne all'area dell'impianto di cogenerazione, con l'esclusione dell'apporto energetico utilizzato per produrre solo energia termica utile ($F_{non\ CHP,H}$).

Tale rendimento deve rispettare certi parametri affinché l'impianto possa considerarsi CAR che variano a seconda della tipologia di impianto considerato.

Viene infine definito il PES (Primary energy saving) che è un indice che rappresenta il rapporto fra l'energia primaria risparmiata grazie alla cogenerazione e l'energia consumata in caso di produzione separata di energia elettrica e termica in riferimento alle stesse condizioni di progetto. La definizione di PES è data da:

$$PES = 1 - 1 / \left(\frac{\eta_{el_TOT}}{\eta_{el_ref}} + \frac{\eta_{th_TOT}}{\eta_{th_ref}} \right) \quad (9)$$

dove la produzione di riferimento di energia elettrica e termica viene quantificata attraverso l'efficienza η_{el_ref} and η_{th_ref} , calcolate in accordo con [6].

I valori da rispettare per il calcolo del PES variano a seconda della taglia dell'impianto:

PES > 0,1 per impianti di taglia superiore ad un 1 MW_{el};

PES > 0 per la piccola cogenerazione cioè impianti di taglia inferiore ad 1 MW_{el}

Come si nota, la microcogenerazione risente di limiti meno restrittivi, rispetto alla cogenerazione, proprio per incentivare il suo utilizzo.

1.2 Tecnologie innovative di generazione elettrica per la micro-cogenerazione

La figura 1.4 riporta tutti gli impianti di produzione di energia elettrica e termica, di piccola-media e grande scala attualmente presenti nel contesto della generazione di energia. Si tratta sia di impianti già consolidati come ad esempio, cicli combinati, turbine a gas, turbine a vapore, ecc. che di impianti non ancora consolidati alcuni dei quali ancora in forma prototipale. Nei paragrafi successivi vengono analizzati gli impianti consolidati e non di taglia piccola per la produzione di energia elettrica e termica in assetto cogenerativo [7].

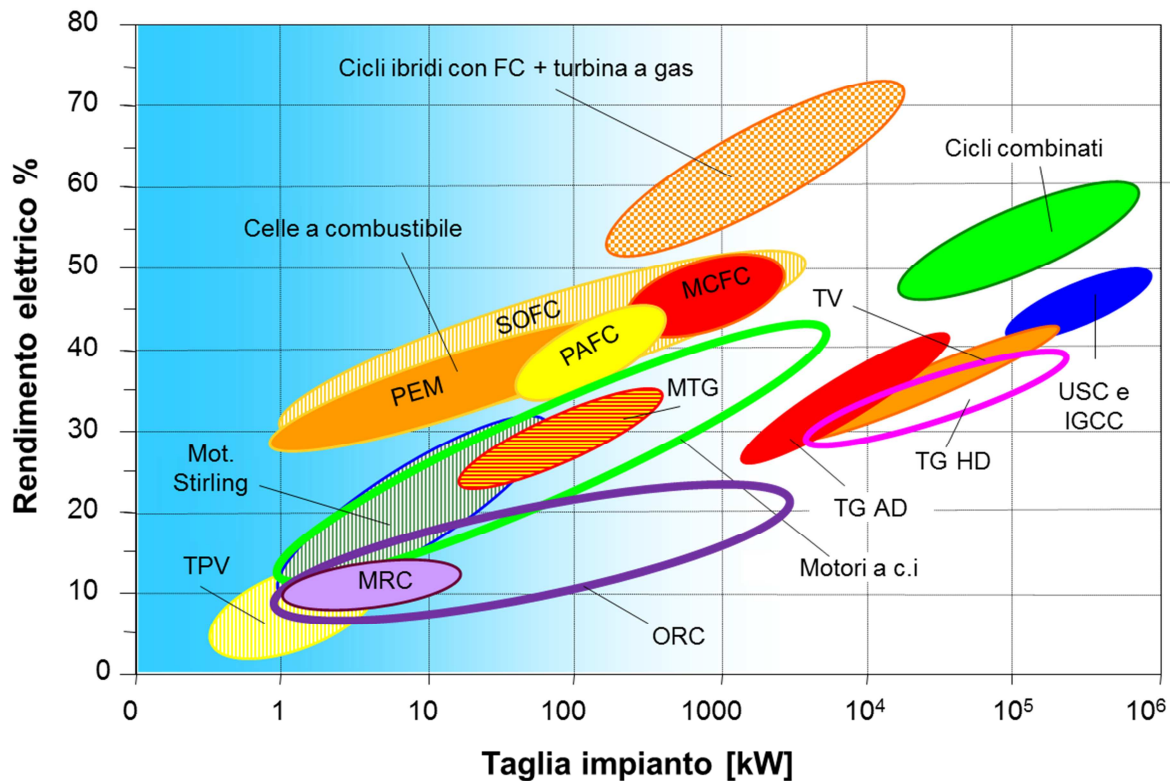


Figura 1.4: Tecnologie innovative di generazione elettrica

1.2.1 Motori a combustione interna

Nel campo della cogenerazione, l'utilizzo dei motori alternativi a combustione interna è sicuramente il più sfruttato. Questi motori possono variare all'interno di un ampio range di potenza che va da 1÷5 kWe fino a poche decine di MW. In particolare, i motori più grandi rappresentano una tecnologia molto matura e ben consolidata nel campo della generazione stazionaria, date le elevate efficienze elettriche che possono arrivare facilmente ad oltre il 45 %. Nel campo delle piccole taglie invece solo ultimamente sono state introdotte in commercio alcune macchine che, dal punto di vista dell'architettura del motore, non contengono elementi particolarmente innovativi; tuttavia tali piccoli motori, pur presentando prestazioni elettriche limitate (rendimenti dell'ordine del 25%), possono diventare economicamente competitivi in applicazioni cogenerative se integrate in modo innovativo con un recupero termico.

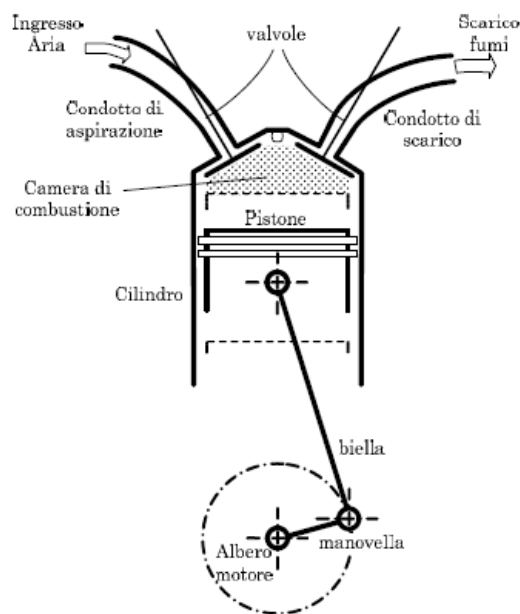


Figura 1.5: Architettura MCI

Dal punto di vista architettonico i MCI sono caratterizzati da un manovellismo di spinta costituito dall'insieme di pistone, biella e manovella (come schematizzato in figura 1.5); il pistone è alloggiato nel cilindro entro il quale, tra la testa del pistone e la testata del motore, si realizza la combustione di tipo non stazionario. L'alimentazione dell'aria per la combustione avviene attraverso un condotto di aspirazione, mentre l'evacuazione dal cilindro dei gas esausti si ha attraverso il condotto di scarico. Il combustibile può essere immesso direttamente in camera di combustione o già nel condotto di aspirazione, a seconda della tipologia di motore. La combustione genera una spinta meccanica sulla testa del pistone e lo mette in movimento lungo l'asse del cilindro; il pistone per effetto di combustioni intermittenti, si muove di moto alternativo e trasmette energia meccanica all'albero motore attraverso il manovellismo di spinta. Nelle applicazioni stazionarie l'energia meccanica, sotto forma di moto di rotazione dell'albero motore, può essere trasferita ad un alternatore, connesso all'albero stesso. L'alternatore presiede alla conversione dell'energia meccanica in energia elettrica a corrente alternata.

Il rendimento elettrico dei MCI varia da valori dell'ordine del 25 % per taglie inferiori ai 50 kWe (dove l'impiego è giustificabile solo in assetto cogenerativo, ovvero in presenza di recupero termico) fino a valori intorno al 40÷42 % per taglie intorno ai 1000 kWe. Nella fascia 1÷10 MW il rendimento può essere oltre il 45%. In ambito stazionario i rendimenti dei Diesel sono per lo più dello stesso ordine di grandezza dei rendimenti di MCI a ciclo Otto di pari taglia.

La figura 1.6 mostra l'effetto della taglia sul rendimento per numerose macchine esistenti in commercio per applicazioni cogenerative.

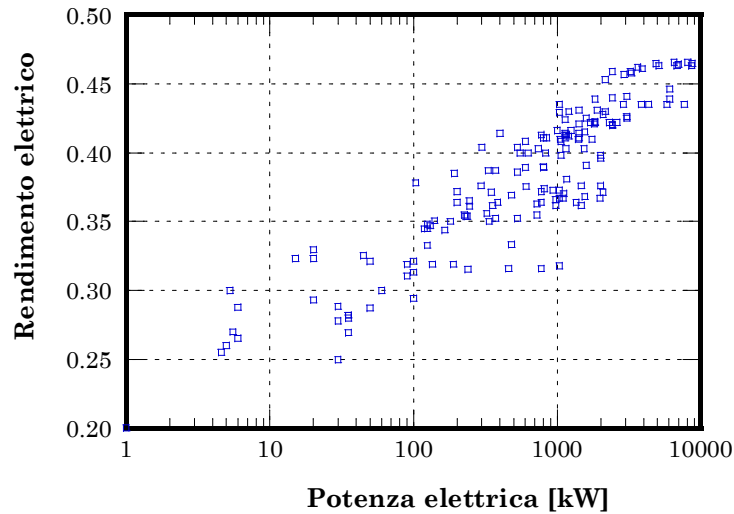


Figura 1.6 Prestazioni in assetto cogenerativo e caratteristiche dell'energia termica disponibile

La possibilità di asportazione e recupero del calore di scarico può avvenire su ben quattro fronti :

- **fumi di scarico**, che escono a temperature molto alte ($350\div 450\text{ }^{\circ}\text{C}$)
- **acqua di raffreddamento**, che si trova a temperature di $90\div 100\text{ }^{\circ}\text{C}$
- **olio di lubrificazione**, che raggiunge in media i $90\text{ }^{\circ}\text{C}$
- **intercooler e raffreddamento del generatore elettrico**, che si aggirano in media sui $40\div 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ (solo per taglie superiori ai 200 kWe).

I coefficienti di utilizzo del combustibile che si riescono ad ottenere in condizioni di recupero totale del calore sono superiori all'80 %. In termini quantitativi il calore recuperabile ad alta temperatura (dai fumi) è generalmente pari al $40\div 50\%$ del calore complessivamente recuperabile; in realtà la quota parte di calore recuperato effettivamente dai fumi dipende dalla particolare applicazione e può risultare inferiore a quello teoricamente recuperabile se il livello termico dell'utenza non è ottimale. Il calore scaricato dal motore all'esterno può essere utilizzato per produrre acqua calda e/o vapore per usi tecnologici industriali o per impieghi civili.

La figura 1.7 mostra i valori del rendimento termico di un MCI che scarica fumi a 400°C e con temperatura del fluido da riscaldare di ritorno dall'utenza (all'ingresso della linea di scambiatori di recupero) variabile. Si osserva che all'aumentare della temperatura di ingresso del fluido freddo la quantità di calore recuperabile decresce; in particolare, se la temperatura del fluido supera i 90°C circa, il recupero termico diminuisce decisamente, poiché è possibile sfruttare solo il calore scaricato con i fumi. In figura sono anche indicati i valori di IRE e limite termico, calcolati in base alla normativa italiana sulla cogenerazione ed i limiti individuati dalla [2] e successive modifiche per poter classificare l'impianto come cogenerativo.

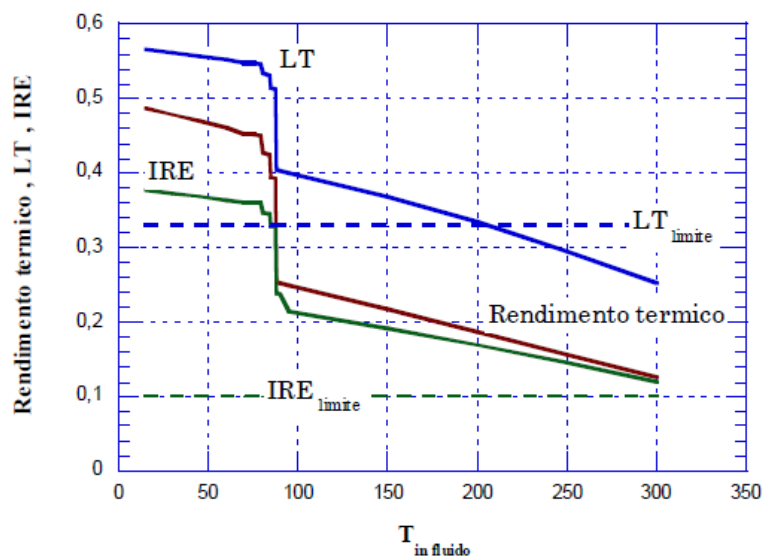


Figura 1.7 Temperatura in ingresso fluido vs Rendimento termico, LT, IRE

La diffusione degli MCI come sistema di cogenerazione è molto ampia, soprattutto nel campo delle taglie più elevate e nel settore d'impiego industriale. Si può affermare che nel range di taglie da 100 kW a 10 MW il MCI è il sistema cogenerativo più impiegato. Nell'ambito della cogenerazione con taglie inferiori ai 100 kW e per applicazioni nel settore civile, le soluzioni basate su motori alternativi non sono così diffuse, ed inoltre proprio in questo settore esiste la concorrenza delle microturbine che presentano efficienze analoghe. Infine le tecnologie dei MCI nelle piccolissime taglie non sono altrettanto mature come nel campo di potenze maggiori: le prime realizzazioni sono entrate in commercio da pochi anni, anche se il motore più piccolo da 1 kW Ecowill Honda a livello mondiale è stato venduto in 3000021 esemplari ed il motore Dachs Senertech in 13000 esemplari in Europa.

1.2.2 Microturbine a gas

Le microturbine a gas presentano taglie di potenza elettrica tipicamente nel range che va dai 30÷200 kW e rendimenti elettrici dell'ordine di 25÷30%. Sono macchine che in generale hanno ormai raggiunto un adeguato livello di sviluppo tecnologico ma presentano una diffusione ancora limitata nel campo della cogenerazione.

La microturbina a gas (MTG) è un particolare tipo di turbina a gas che si caratterizza per taglie di potenza elettrica molto limitate rispetto alle turbine a gas convenzionali. Presenta inoltre alcune caratteristiche architettoniche ed operative distintive rispetto alle turbine di grandi dimensioni avendo una filosofia di progetto diversa, in quanto per taglie così limitate si adottano soluzioni tecnologiche non sofisticate al fine di evitare elevati costi di investimento. Lo schema concettuale di una microturbina è mostrato in figura 1.8 dove il funzionamento prevede l'ingresso di aria esterna che viene compressa da un compressore, preriscaldata in uno scambiatore di calore ed ulteriormente riscaldata nella camera di combustione, a seguito della ossidazione di un combustibile in seno al flusso di aria. I gas caldi vengono espansi in turbina e quindi passano nello scambiatore di recupero prima di essere scaricati. Quando il sistema opera in assetto cogenerativo è presente un secondo scambiatore di calore che sfrutta la temperatura ancora elevata dei gas per riscaldare un fluido esterno, tipicamente l'acqua di alimento delle utenze termiche. La potenza meccanica

disponibile all'albero della turbina viene impiegata in parte per trascinare il compressore ed in parte viene ceduta all'esterno, ad un generatore di corrente elettrica calettato sull'asse del turbocompressore.

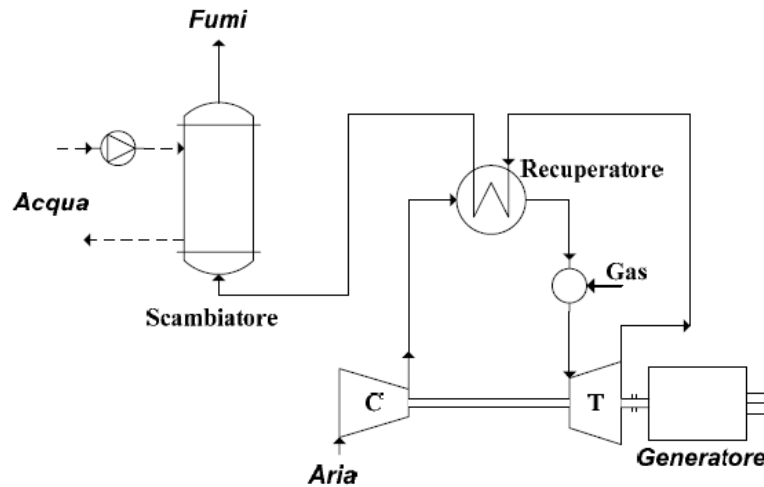


Figura 1.8 Schema di una Microturbina

Dal punto di vista termodinamico, la microturbina si caratterizza per:

- ✓ valori di rapporto di compressione limitati, tipicamente nel range $3 \div 5$, in conseguenza dell'impiego di un unico stadio di compressore radiale;
- ✓ temperature di ingresso turbina modeste (inferiori a $900 \div 950^\circ\text{C}$); la turbina radiale non è infatti raffreddata e non è realizzata in materiale ceramico in accordo con una filosofia di progetto volta a ridurre i costi del sistema;
- ✓ un ciclo termodinamico con recupero termico, che consente di ottenere rendimenti elettrici non troppo penalizzati dal limitato contenuto tecnologico dei componenti della MTG.

In assenza del recupero termico infatti, dati i limitati valori di temperatura dei gas in ingresso alla turbina si avrebbe un rendimento del ciclo molto scadente, per rapporti di compressione tipici delle MTG; al contrario, come evidente in figura 1.9, per un ciclo con recupero di calore i rendimenti potenzialmente ottenibili con limitati valori di temperatura di ingresso turbina (TIT) possono raggiungere valori massimi fino al 30 % circa con rapporti di compressione nel range $3 \div 5$.

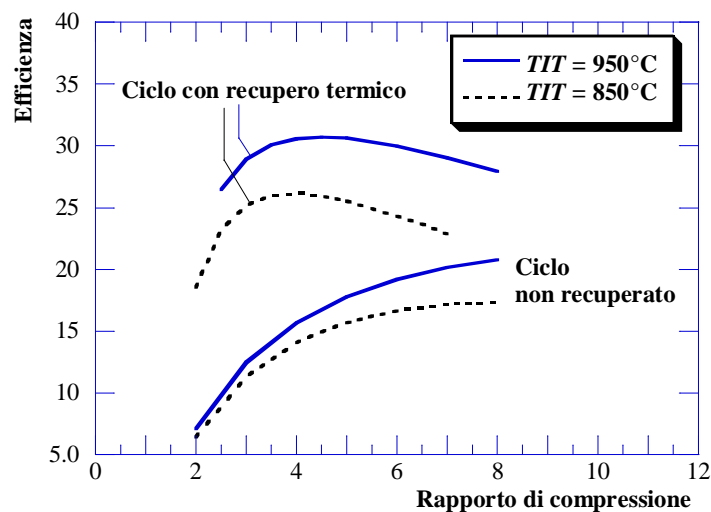


Figura 1.9 Rapporto di compressione vs efficienza

La microturbina a gas si presta all'impiego cogenerativo, in quanto i gas di scarico uscenti dal recuperatore alla pressione ambiente, possiedono ancora una temperatura elevata, tipicamente dell'ordine di $250\div300^{\circ}\text{C}$; dunque questo contenuto termico nei fumi può essere ulteriormente recuperato con uno scambiatore. Negli impianti cogenerativi basati su microturbina a gas, i fumi vengono tipicamente sfruttati raffreddandoli fino a temperature prossime (o anche inferiori) a 100°C per produrre acqua calda a temperature massime in genere di $70\div90^{\circ}\text{C}$. In particolare i fumi vengono convogliati in uno scambiatore di calore gas-acqua, del tipo a piastra tubiera, dove si ha il riscaldamento di acqua, fluente nel circuito esterno. Gli impianti cogenerativi a MTG hanno prestazioni cogenerative elevate, in quanto il rendimento termico, quando si effettua il pieno recupero termico, è dell'ordine di $45\div55\%$ e dunque il coefficiente di utilizzazione del combustibile (considerando la somma delle energie elettrica e termica prodotte) può arrivare a $80\div90\%$. Il rapporto elettricità/calore è mediamente pari a $0.55\div0.70$: una MTG da 100 kW elettrici può produrre fino a $170\div200$ kW termici. L'IRE ottenibile in condizioni di pieno recupero termico (IRE calcolato in base alla normativa vigente 42/02 e successivi aggiornamenti) è tipicamente positivo e dell'ordine di $0.12\div0.30$ (maggiori di 0.10, valore limite minimo previsto dalla [8]) a seconda dei modelli disponibili sul mercato, mentre il limite termico LT stabilito dalla medesima normativa assume valori a pieno carico termico tipicamente nell'intorno di $0.5\div0.6$ (maggiori di 0.33, valore limite previsto dalla [8]).

1.2.3 Cicli Rankine a fluido organico (ORC)

Il ciclo ORC, che verrà dettagliatamente spiegato nel capitolo 3, è simile a quello utilizzato da una tradizionale turbina a vapore, eccetto per il fluido di lavoro che è un fluido organico con elevata massa molecolare.

E' composto da una pompa, una turbina e alcuni scambiatori di calore; il fluido organico viene vaporizzato mediante sorgente di calore e si espande in turbina, attraversa poi il rigeneratore (non fondamentale, ma migliora il rendimento) e viene poi condensato tramite flusso d'acqua in uno scambiatore di calore (Figura 1.10). Questo fluido viene poi inviato nel rigeneratore dove viene pre-riscaldato, concludendo il ciclo nell'evaporatore.

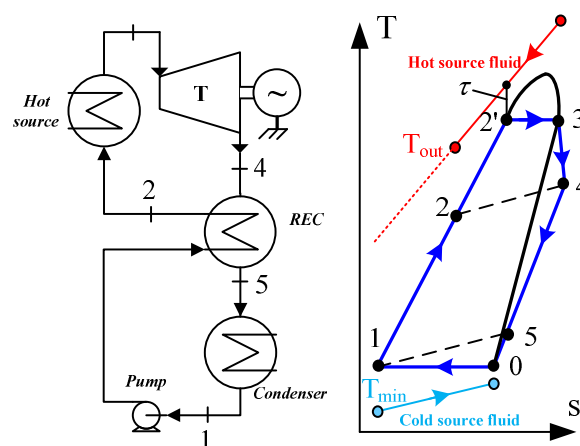


Fig. 1.10: Lay out e diagramma T-s di un ciclo ORC

La scelta del fluido organico da impiegare, per ottimizzare il rendimento del ciclo termodinamico, è effettuata in funzione della temperatura della sorgente termica a disposizione. Per lo stesso motivo, la turbina è generalmente progettata con riguardo al fluido elaborato.

Le prestazioni dipendono dalla temperatura della sorgente termica e dal fluido utilizzato. I moduli ORC attualmente in commercio hanno una taglia di 30-1500 kW e consentono di ottenere una efficienza elettrica attorno al 18-20 % e un rendimento termico del 75-80 %. L'energia termica è messa a disposizione dell'utilizzatore sotto forma di acqua alla temperatura di 60-90 °C.

La figura 1.11 riporta i valori di rendimento elettrico e termico dei moduli ORC Turboden di superiore a 1 MWe. Inoltre sono riportati i limiti individuati dalla [2] e successive modifiche. Le curve limite dell'IRE sono ottenute sotto le seguenti ipotesi: alimentazione a biomassa, connessione in bassa tensione nel caso di autoconsumo, e in media tensione nel caso di immissione in rete dell'E.E. prodotta, utilizzo dell'energia termica sia in ambito industriale e sia civile.

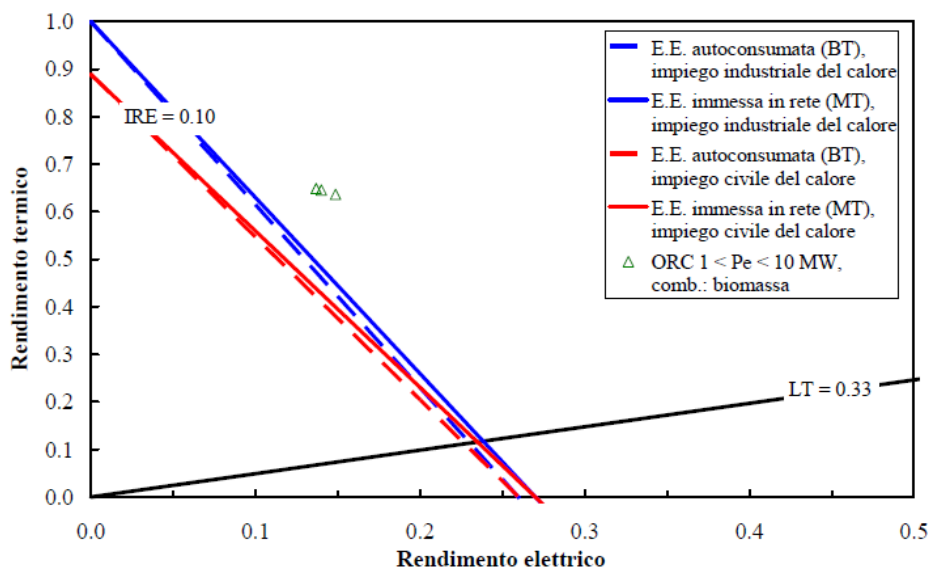


Fig. 1.11: Rendimento elettrico e termico di un ciclo ORC

1.2.4 Micro-Cicli Rankine

Sono sistemi energetici cogenerativi basati sullo stesso ciclo termodinamico presentato nella sezione precedente. La taglia è dell'ordine del kilowatt e l'ingombro è pari a quello di un grande elettrodomestico, quale una lavastoviglie o un frigorifero. I componenti principali sono come nel caso delle macchine di grossa taglia una pompa, un evaporatore, un espansore e un condensatore. Nel caso illustrato in Fig. 1.12 l'evaporatore è affacciato direttamente alla fiamma e come espansore viene utilizzato un espansore volumetrico rotativo *scroll*. Al condensatore arriva acqua fredda che viene riscaldata ed utilizzata come acqua sanitario o per riscaldamento degli ambienti. In questo caso il fluido utilizzato è generalmente un fluido organico. In Fig. 3.6.2 come espansore sono utilizzati due pistoni ed è la stessa condensa del vapore a fine espansione che viene utilizzata per il riscaldamento domestico. In questo caso il fluido utilizzato è l'acqua.

L'energia termica viene messa a disposizione sotto forma di acqua calda. Questi impianti garantiscono un utilizzo del combustibile attorno al 90 %.

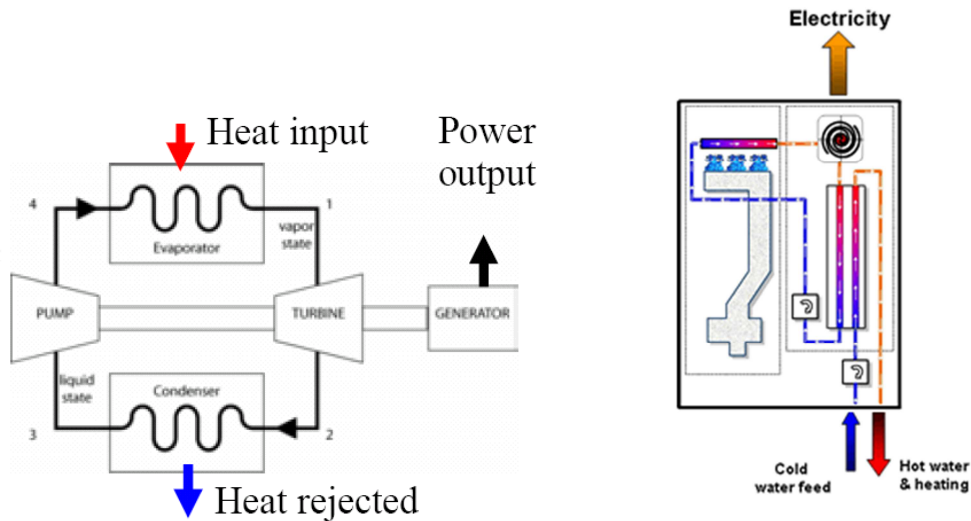


Fig. 1.12: Layout impianto Micro Rankine

1.2.5 Motori Stirling

Il motore a ciclo Stirling, è una macchina motrice a combustione esterna che si basa sul ciclo omonimo ideale, descritto, come si vede in figura 1.13, da due isoterme e due isocore.

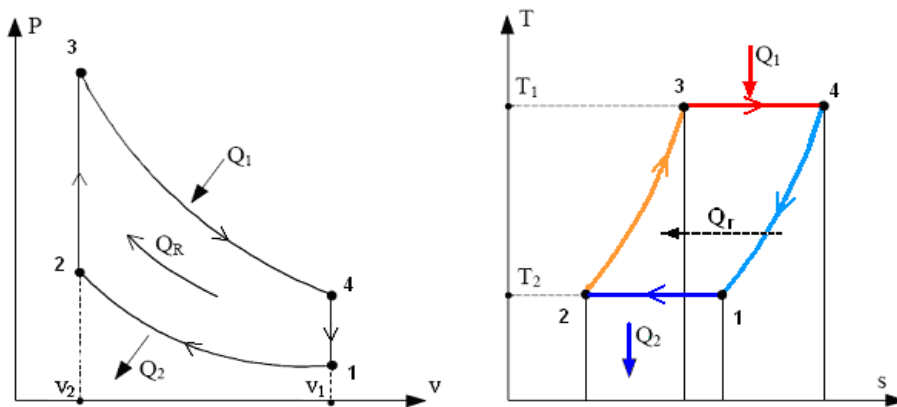


Fig. 1.13: Cicli termodinamici di riferimento della macchina di Stirling

Partendo dal punto “1” il fluido di lavoro è sottoposto ad una trasformazione di compressione a temperatura costante che può essere realizzata in un cilindro che riduce il volume offerto al gas mentre dalle pareti si provvede al raffreddamento. Dal punto “2” al punto “3” il fluido di lavoro viene trasferito a volume costante attraverso il rigeneratore dal cilindro di compressione a quello di espansione. Il passaggio attraverso il rigeneratore riscalda il fluido sino alla temperatura T_1 . Dal punto “3” inizia la fase di espansione, a temperatura costante per effetto del riscaldamento del cilindro, sino al punto “4” a cui corrisponde il massimo volume del cilindro. A questo punto i due stantuffi riprendono a muoversi simultaneamente, mantenendo cioè costante il volume offerto al gas, che quindi fluisce verso il cilindro di compressione attraverso il rigeneratore (4-1). Questo passaggio raffredda il gas che “deposita” il suo calore nella matrice del rigeneratore che poi lo renderà nell’altro passaggio di riscaldamento (2-3). Con Q_1 viene

indicato il calore introdotto nella macchina lungo l'isoterma (3-4) e con Q_2 il calore ceduto dalla macchina lungo l'isoterma (1-2), Q_R è il calore che tramite il rigeneratore viene trasferito internamente alla macchina. Nel ciclo ideale lo scambio di calore con l'esterno avviene quindi solo lungo le due isoterme (1-2) e (3-4); pertanto il rendimento del ciclo Stirling è uguale al rendimento del ciclo di Carnot che opera tra le stesse temperature estreme (T_1 e T_2). Se la trasformazione di espansione avviene a temperatura più alta di quella relativa alla fase di compressione, cioè se il ciclo viene percorso in senso orario, si raccoglie lavoro meccanico utile. Come macchina operatrice frigorifera è invece la fase di compressione quella caratterizzata da più alta temperatura (il ciclo sarà quindi percorso in senso antiorario) e il lavoro meccanico sarà in questo caso assorbito dalla macchina.

I principali punti di forza della macchina di Stirling sono:

- **cessione di calore dall'esterno**, con conseguente possibilità di utilizzo di energia termica di vario di tipo: di origine geotermica, solare ad alta temperatura, di recupero da processi industriali, derivante dalla combustione (esterna) di combustibili di diversa natura (gassosi, liquidi e solidi);
- **silenziosità**, dovuta ad assenza di combustioni discontinue ed impulsive e al fatto che il moto del fluido che evolve all'interno della macchina non è regolato dalla presenza di valvole, bensì dalle variazioni dei volumi relativi che compongono lo spazio di lavoro offerto al fluido stesso, e queste variazioni vengono, di norma, generate dal moto di stantuffi;
- **affidabilità**, principalmente collegata all'assenza di forti stress da sollecitazioni meccaniche e all'assenza di lubrificazione interna.

Il ciclo sopra descritto può essere percorso in entrambi i sensi, con la possibilità di realizzare quindi anche una versione "operativa" dello Stirling. Con la dizione macchina di Stirling si indica quindi una gamma assai vasta di macchine a fluido, motrici ed operatrici, funzionanti in ciclo chiuso, rigenerativo, impiegabili quali motori primi, pompe di calore, macchine frigorifere, aventi moto caratteristico dell'elemento mobile alternativo o, raramente, rotativo.

Nel motore Stirling la presenza di combustione esterna rende molto flessibile la produzione combinata di energia elettrica e termica. Infatti, a differenza di quanto avviene nelle macchine a combustione interna, dove il calore viene recuperato a valle della macchina, nella camera di combustione esterna si può produrre calore contemporaneamente per il motore e per l'utenza termica ad alta temperatura. In particolare nel motore il calore ad alta temperatura serve per scaldare la "testa calda" dello Stirling, dal quale è anche possibile recuperare calore a più bassa temperatura dal raffreddamento della "testa fredda". E' quindi possibile sfruttare calore a diversi livelli di temperatura.

In sintesi si può dire che con le macchine a combustione interna la cogenerazione è sempre in serie, mentre con il motore Stirling il calore ad alta temperatura è in parallelo alla produzione di energia elettrica e quello a bassa temperatura è in serie, essendo necessariamente derivato dal raffreddamento del motore.

E' utile evidenziare che, mentre nei motori a combustione interna il raffreddamento è una esigenza tecnologica, nei motori a combustione esterna il rilascio di calore a bassa temperatura è una esigenza termodinamica del ciclo. Esso influisce infatti sul rendimento del ciclo, che sarà tanto maggiore quanto minore è la temperatura di cessione del calore. In conclusione la cogenerazione con il motore Stirling rende possibile l'inseguimento del carico termico in maniera indipendente dal funzionamento del motore, il cui rendimento influisce solo sul calore rilasciato a bassa temperatura.

In figura 1.14 sono riportati i valori dichiarati del rendimento elettrico e termico dei motori Stirling in precedenza descritti ed i limiti individuati dalla [2] e successive modifiche. Le curve limite dell'IRE sono ottenute sotto le seguenti

ipotesi: alimentazione a gas naturale, connessione in bassa tensione (sia nel caso di autoconsumo, sia nel caso di immissione in rete dell'E.E. prodotta), utilizzo dell'energia termica in ambito civile.

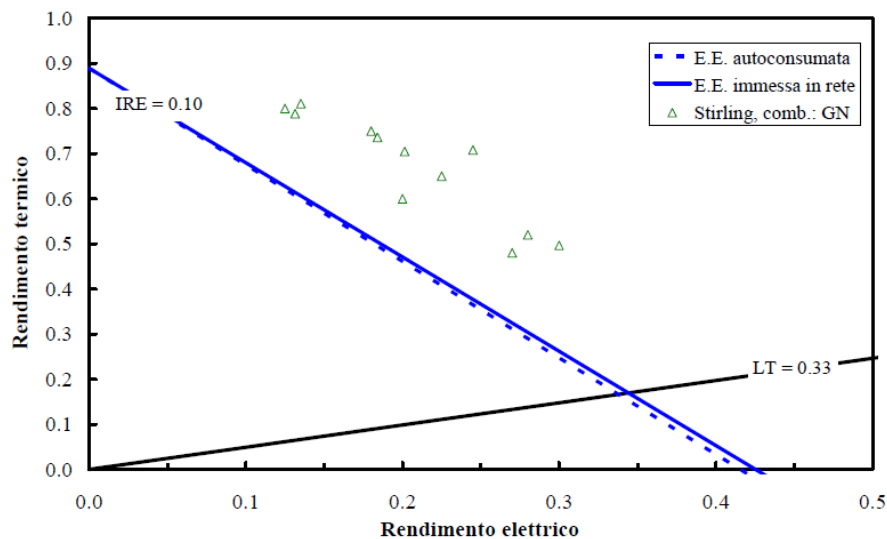


Fig. 1.14: Rendimento elettrico e termico di un ciclo ORC

1.2.6 Celle a combustibile

Le **celle a combustibile** sono tecnologie che permettono di ottenere buoni rendimenti elettrici, sviluppando, in qualche caso, una potenza ridotta, ed essere applicate anche in ambito cogenerativo con buone prestazioni e scarso impatto ambientale. Il range di potenze elettriche va dai 500 W ai 10 MW, ma a livello architettonico sono tutte più o meno simili. Queste celle sono sistemi elettrochimici capaci di convertire energia chimica (del combustibile) in energia elettrica, senza il processo di combustione e scambio di lavoro con l'esterno. Tutto è basato su reazioni elettrochimiche che generano corrente elettrica, poiché la loro struttura è analoga a quella di una *pila elettrochimica*. E' composta da due elettrodi (anodo e catodo), fra i quali è disposto un elettrolita; il combustibile (solitamente H₂) viene alimentato dall'esterno all'anodo, mentre il flusso ossidante va al catodo; in questo modo si innescano due semi-reazioni, favorite da un catalizzatore inserito sugli elettrodi:

1. la reazione di **ossidazione elettrochimica dell'idrogeno**;
2. la reazione di **riduzione elettrochimica dell'ossigeno** (con scambio di ioni attraverso l'elettrolita e produzione di acqua).

Gli elettroni liberati dalle due reazioni generano un flusso di corrente continua, e sono quindi convogliati su un carico elettrico esterno. Per ottenere potenze adeguate, la sezione elettrochimica di un sistema FC si compone tipicamente di numerosi moduli assemblati in parallelo tra loro, il cui insieme prende il nome di *stack* (Fig. 1.15)

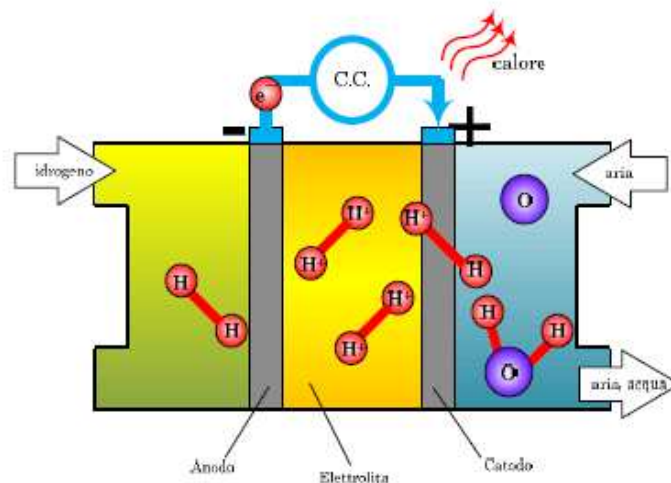


Fig. 1.15: Schema di celle a combustibile

Al momento esistono diverse tipologie di FC, ad un diverso livello di sviluppo, che includono le celle a combustibile alcaline AFC, a membrana polimerica PEMFC, ad acido fosforico PAFC, a carbonati fusi MCFC, ad ossidi solidi SOFC e ultimamente le celle a combustibile a metanolo diretto DMFC.

Tutte queste tipologie si differenziano in base alla natura dell'elettrolita impiegato e sono caratterizzate da temperature di esercizio differenti (variabili da 50°C a 900°C), con importanti risvolti in relazione all'impiego cogenerativo. Usualmente le FC vengono classificate in base alla temperatura, distinguendo tra celle a bassa temperatura (AFC, PEMFC, PAFC e DMFC; tra queste solo le DMFC non hanno attualmente una prospettiva reale di impiego cogenerativo) e celle ad alta temperatura (MCFC e SOFC).

Per poter generare energia, oltre alla sezione elettrochimica vera e propria, è necessario un complesso di componenti ausiliari fondamentali. Ogni sistema è pertanto costituito da alcuni sottosistemi principali: 1) lo *stack* che produce energia elettrica sotto forma di corrente continua; 2) il sistema di alimentazione dell'ossidante, che prevede in particolare un compressore/ventilatore; 3) il sistema di condizionamento della potenza elettrica che trasforma la corrente continua uscente dallo *stack* in corrente alternata e adegua tensione e frequenza ai valori opportuni richiesti dal carico esterno; 4) la sezione di stoccaggio e trattamento del combustibile, con eventuale produzione di idrogeno riformato da idrocarburi, qualora non sia direttamente disponibile l'idrogeno; 5) il sistema di raffreddamento interno dello *stack*.

Un sistema elettronico di supervisione e controllo esterno consente di coordinare il funzionamento delle diverse sezioni e di intervenire, quando necessario, per mantenere la sicurezza dell'impianto, o per far fronte a possibili avarie o malfunzionamenti di qualche sua parte. Lo schema di figura 1.16 mette in evidenza i principali componenti di un sistema a cella a combustibile.

Tale schema generale d'impianto è simile in tutte le diverse filiere di celle a combustibile, eccetto alcuni accorgimenti tecnologici adottati in funzione delle temperature di funzionamento.

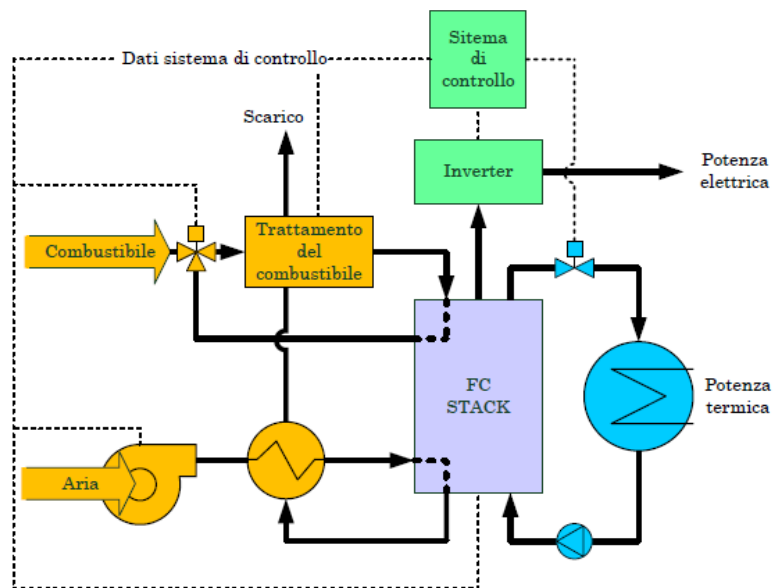


Fig. 1.16: Layout di celle a combustibile

Il rendimento elettrico di un sistema a cella a combustibile, benché affetto dagli assorbimenti di energia da parte dei numerosi ausiliari (in primo luogo il compressore dell'aria e l'inverter), assume valori abbastanza elevati: nel caso di alimentazione con idrogeno si ottengono valori fino a 40÷45% per le celle a bassa temperatura e del 48÷50% per le celle ad alta temperatura; e se si considera la possibilità di inserire la cella ad alta temperatura in un ciclo termico più complesso (ad esempio integrando la FC con una microturbina) si arriva a valori del rendimento di 60÷65% (rendimenti valutati rispetto al potere calorifico inferiore, LHV). Nel caso invece di celle a bassa temperatura, considerando l'alimentazione a gas naturale o metanolo con relativo stadio di reforming per la conversione del combustibile in idrogeno, il rendimento complessivo del sistema è tipicamente del 30÷35%. Una proprietà estremamente interessante dei sistemi a FC è la possibilità di mantenere il rendimento elettrico elevato in un ampio range di valori della potenza erogata: come si osserva in figura 1.17 per un tipico sistema con FC, ai carichi parziali, si ha addirittura un incremento di rendimento; solo per potenze molto basse il consumo interno di energia dovuto agli ausiliari diviene preponderante.

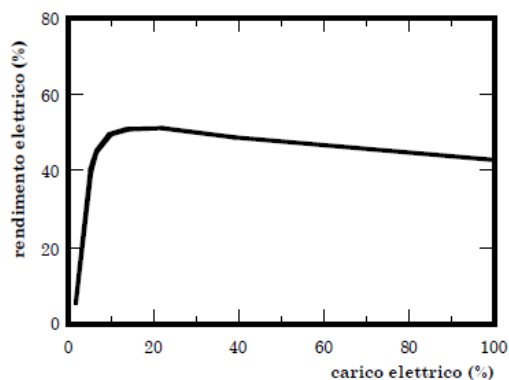


Fig. 1.17: Carico elettrico vs rendimento elettrico in celle a combustibile

1.2.7 Sistemi fotovoltaici (TPV)

Il sistema termofotovoltaico TPV è un impianto che genera energia elettrica mediante celle fotovoltaiche sensibili alla radiazione infrarossa irradiata da un corpo portato a temperatura di emissione mediante un bruciatore (Fig. 1.18).

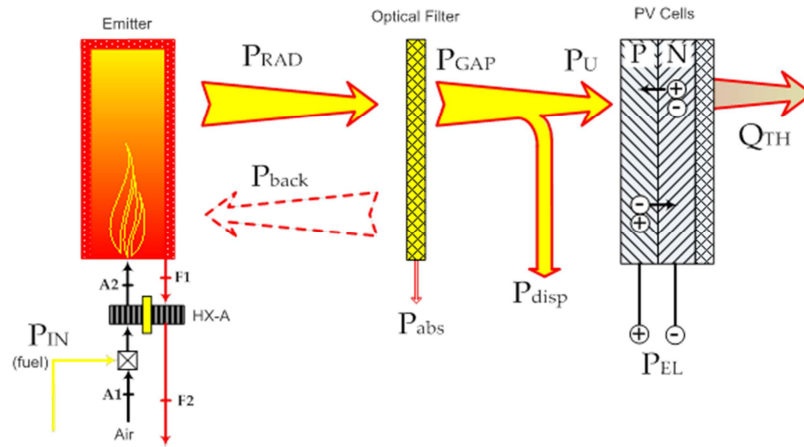


Fig. 1.18: Layout impianto TPV

Si basano, essenzialmente, su una combustione controllata all'interno di una camera di materiale opportuno che, raggiunta la temperatura, emette radiazione infrarossa, la quale investe le suddette celle (sensibili a tale lunghezza d'onda) e viene trasformata in energia elettrica.

Se concettualmente è molto semplice, risulta complicato a livello di integrazione delle varie operazioni fra loro poiché si hanno vari componenti, fra cui:

- **sorgente di calore** (di varia natura)
- **emettitore** (correlato alla sorgente)
- **filtro ottico** per il controllo dello spettro delle radiazioni emesse
- **cella fotovoltaica**

Può essere catalogato come sistema a combustione esterna, se l'emettitore è costituito da una camera di combustione chiusa e in quel caso si possono usare sia combustibili tradizionali che rinnovabili o fonti di calore di scarto generiche. Se, al contrario, l'emettitore è un bruciatore poroso, la combustione della miscela avviene all'interno della matrice (combustione interna) e si porta a incandescenza con lo scambio di calore fra fumi caldi della combustione e matrice porosa. In questo caso, si usano solo combustibili gassosi, di qualità medio/alta. La frequenza di irraggiamento deve essere ottimizzata per le celle fotovoltaiche e si può agire sia sull'emettitore (scegliendo opportuni materiali) che tramite filtri ottici. I materiali per le celle invece sono, solitamente, di Silicio o Germanio (diffusi e poco costosi). L'efficienza di questi sistemi è definita dal rapporto fra potenza elettrica generata (P_e) e la potenza fornita col combustibile (P_c), e non è altro che il prodotto di 4 rendimenti:

$$\eta_{TPV} = \frac{P_e}{P_c} = \eta_{RAD} \eta_S \eta_{VS} \eta_{PV}$$

Dove:

η_{RAD} : rendimento di irraggiamento

η_S : rendimento spettrale

η_{VS} = fattore di vista (tiene conto della percentuale della potenza emessa che effettivamente arriva alla cella)

η_{PV} = efficienza cella fotovoltaica

Un sistema TPV per microgenerazione è concettualmente rappresentato in Fig. 1.19.

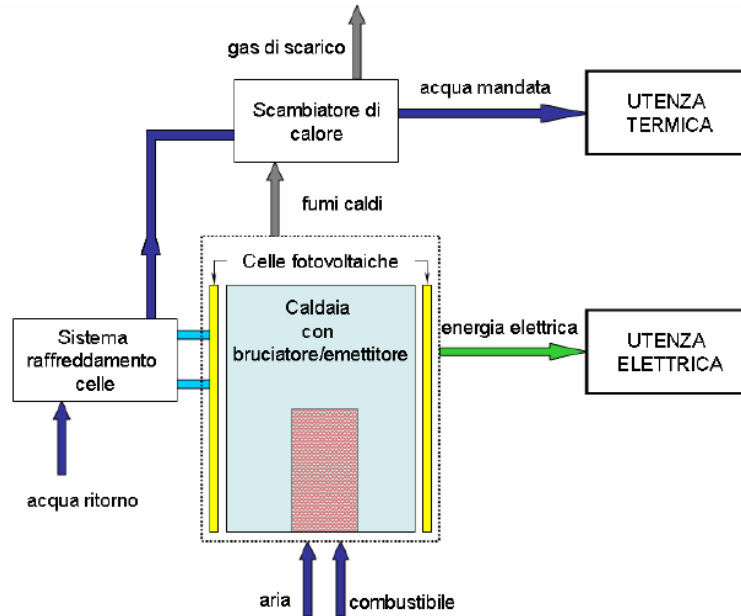


Fig. 1.19: Layout sistema TPV per microgenerazione

Si tratta di utilizzare caldaie per riscaldamento con bruciatore/emettitore a combustione esterna od interna al quale siano direttamente affacciate le celle fotovoltaiche. Il sistema viene esercito con una logica di tipo termico-segue: infatti il sistema deve soddisfare il fabbisogno termico dell'utenza e l'energia necessaria per la generazione di energia elettrica tramite TPV viene fornita come combustibile extra. I gas caldi vengono quindi utilizzati per riscaldare gli ambienti e per produrre acqua calda, mentre l'energia elettrica è un "sottoprodotto" del sistema. Tutto il calore non utilizzato dalle celle per produrre energia elettrica (asportato dalle celle stesse attraverso un sistema di raffreddamento o restituito all'emettitore tramite riflessione dal filtro ottico) è utilmente riutilizzato: in quest'ottica, si può dire che il combustibile extra immesso per la produzione di energia elettrica viene tutto convertito in energia elettrica. Comunque, rispetto a tutto il combustibile utilizzato dal sistema microgenerativo TPV, a fronte di rendimenti elettrici non elevati ($< 10\%$), il coefficiente di utilizzo del combustibile è generalmente superiore al 90% e può sfiorare il 100% se il sistema utilizza dispositivi che permettano anche il recupero del calore di condensazione. Questa tecnologia non è ancora matura ma in fase di sviluppo e miglioramento.

Bibliografia Capitolo 1

- [1] Decreto Bersani 79/99 "Attuazione della direttiva 96/92/CE recante norme comuni per il mercato interno dell'energia elettrica";
- [2] AEEG 42/02, Condizioni per il riconoscimento della produzione combinata di energia elettrica e calore come cogenerazione ai sensi dell'articolo 2, comma 8, del decreto legislativo 16 marzo 1999, n. 79;
- [3] Delibera AEEG 328/07 "Monitoraggio dello sviluppo degli impianti di generazione distribuita, di piccola generazione e di microgenerazione in Italia per l'anno 2005";
- [4] D.Lgs. n°20 del 8/2/2007; "Attuazione della direttiva 2004/8/CE sulla promozione della cogenerazione basata su una domanda di calore utile nel mercato interno dell'energia, nonché modifica alla direttiva 92/42/CEE";
- [5] Decreto ministeriale 5 settembre 2011 - Regime di sostegno per la cogenerazione ad alto rendimento;
- [6] Direttiva 2004/8/CE - "Promozione della cogenerazione basata su una domanda di calore utile nel mercato interno dell'energia e che modifica la direttiva 92/42/CEE"
- [7] M. Bianchi, P. R. Spina, G. Tommasetti, D. Forni, E. Ferrero "Le tecnologie innovative ed efficienti nei sistemi di generazione in assetto co-tigenerativo e nei sistemi integrati con unità a pompa di calore nelle applicazioni industriali e del terziario"; ENEA.
- [8] AEEG 296/05 – "Aggiornamento dei parametri di riferimento per il riconoscimento della produzione combinata di energia elettrica e calore come cogenerazione ai sensi dell'articolo 3, comma 3.1, della deliberazione dell'Autorità per l'energia elettrica e il gas 19 marzo 2002, n. 42/02"

Capitolo 2

Dopo aver fatto una ricognizione dello stato dell'arte degli impianti innovativi presenti sul mercato, è stato effettuato un censimento degli impianti a fonti fossili e rinnovabili presenti in Emilia Romagna. Successivamente è stato poi effettuato lo studio dell'impatto ambientale di tali impianti al fine di portare alla luce dati utili alla definizione di prescrizioni e limiti di emissione. Nel presente capitolo, si è partiti analizzando la distribuzione degli impianti presenti in Emilia-Romagna; questa analisi è stata poi ulteriormente approfondita suddividendo il lavoro in base alla tipologia di combustibile per determinare una relazione tra potenzialità e combustibile utilizzato.

All'interno di questa analisi è stato poi sviluppato il MiniBREF [3], grazie al quale è stato possibile ottenere tutti i dati indispensabili per il seguente lavoro: concentrazioni specifiche, potenziali di inquinamento, emissioni evitate, ecc..

Il MiniBREF, elaborato in collaborazione con l'Agenzia Regionale Prevenzione e Ambiente dell'Emilia-Romagna (ARPA), è un programma appositamente sviluppato per la valutazione di massima delle emissioni inquinanti ed i potenziali di inquinamento di una o più centrali termo-elettriche e per permettere un primo confronto fra soluzioni impiantistiche alternative, focalizzando l'attenzione sull'impatto ambientale ad esse associato, in vista di indirizzare l'utente verso l'alternativa migliore.

Il MiniBREF permette di simulare il funzionamento di una qualsiasi centrale termoelettrica grazie alla possibilità di combinare la tecnologia dell'impianto di produzione dell'energia (turbogas, MCI, ORC, impianti a ciclo combinato, cogenerativi, ecc.) con il tipo di combustibile. Il programma permette la scelta di vari combustibili, sia di genere fossile sia di genere rinnovabile che fanno riferimento ad un ampio database che ne raccoglie le principali proprietà, fra le quali potere calorifico inferiore e composizione chimica elementare. Nella fase iniziale del programma è possibile optare anche fra l'assetto normale e l'assetto cogenerativo; nel caso si scelga quest'ultimo, grazie a [4] è possibile fare una valutazione delle emissioni evitate grazie alla cogenerazione.

Il nome stesso del programma fa chiaro riferimento al BREF "Reference Document on Economics and Cross-media effects" [5], documento in cui vengono esposti i sette indici di inquinamento (PTU, GWP, TEI, ACID, EUTR, OZON_ST e OZON_FC) utili alla comparazione, in termini di impatto ambientale, di soluzioni impiantistiche alternative.

Il MiniBREF sviluppato nel linguaggio di programmazione Visual Basic supportato da Microsoft Excel è un foglio di calcolo di intuitivo utilizzo anche grazie al supporto delle Macro.

Successivamente, il programma sviluppato, è stato applicato ad un insieme di impianti: in particolare, sono stati individuati diciotto tra gli impianti censiti in Emilia-Romagna; per ognuno di essi si riporta, in tale relazione, una tabella nella quale sono stati inseriti i dati delle caratteristiche principali, dalla potenzialità e le concentrazioni misurate al camino. Sono stati analizzati gli andamenti di concentrazioni, concentrazioni specifiche, potenziali di inquinamento, potenziali di inquinamento specifici ed emissioni evitate con i quattro metodi studiati; per ognuno di essi sono stati presi in considerazione due tipologie di dati di input: nel primo caso dati di concentrazione limite e nel secondo caso dati effettivi calcolati al camino. Ognuno di questi grafici è stato analizzato e commentato traendone delle considerazioni finali.

2.1 Impianti di combustione a biomassa presenti in Emilia-Romagna

Nella regione Emilia-Romagna sono presenti già da alcuni anni diversi impianti di produzione di energia elettrica alimentati a biomasse sia di origine solida che liquida che gassosa (biogas). Poiché la regione è composta da zone climatiche e territoriali non omogenee si pensava che ognuna di queste zone fosse caratterizzata da un particolare tipo di impianto, ma facendo uno studio più approfondito ci si è accorti che l'ipotesi formulata non era corretta. Gli impianti a biomassa hanno una distribuzione quasi omogenea su tutto il territorio indipendentemente dal tipo di combustibile utilizzato.

Dal punto di vista della taglia degli impianti, invece, si possono rilevare aspetti più interessanti; prendendo come dati le potenzialità degli impianti esistenti al 2010 e suddividendoli in base al tipo di combustibile (biogas, bioliquidi, biomasse), si sono trovate le seguenti distribuzioni.

2.1.1 Biogas

Nella regione sono installati numerosi impianti a biogas (46) tutti di piccola taglia ovvero compresi tra 0 e 5 MW; analizzando nel dettaglio la distribuzione all'interno di questo intervallo, si nota che vi sono due picchi nell'intorno di 0,2 MW e di 1 MW e che l'impianto con maggior potenza è di 3,5 MW.

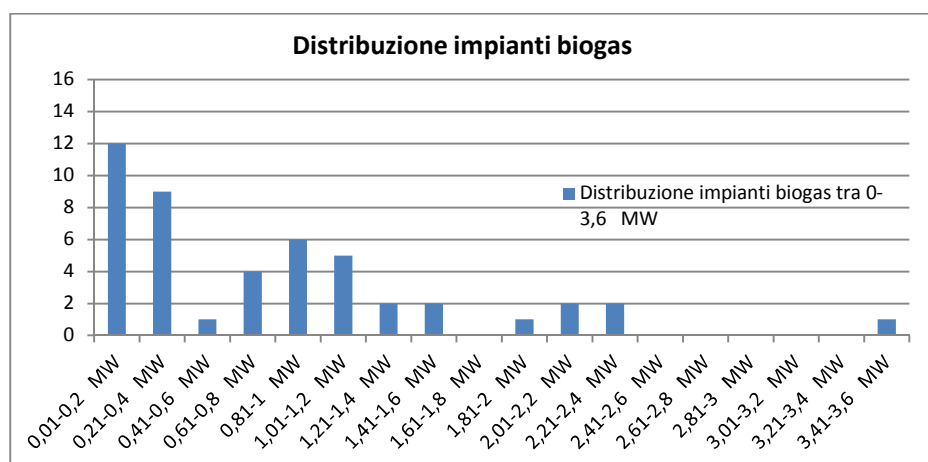


Figura 2.1 - Distribuzione impianti biogas in Emilia-Romagna

2.1.2 Bioliquidi

Per quanto riguarda la distribuzione degli impianti alimentati a bioliquidi si denota una prevalenza di installazioni comprese tra 0 e 5 MW e solo due ad elevata potenza (34 MW e 58 MW). Analizzando nel dettaglio gli impianti aventi taglia piccola essi hanno una potenzialità compresa tra 0,4 e 1,05 MW con un picco di distribuzione nell'intorno di 1 MW

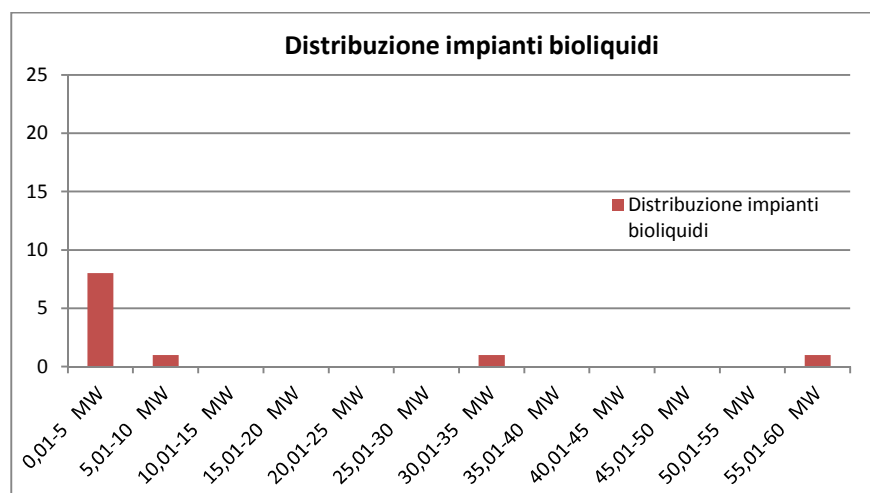


Figura 2.2- Distribuzione impianti bioliquidi esistenti in Emilia-Romagna

Anche le centrali a bioliquidi sono installate prevalentemente con basse potenzialità nonostante ne siano state realizzate anche alcune di media o elevata taglia. Analizzando le installazioni di piccole potenzialità si nota che la prevalenza degli impianti è compresa tra 0,025 e 1,1 MW (21 unità) con due picchi di distribuzione nell'intorno di 0,4 e 1 MW.

2.1.3 Biomassa solida

L'ultima analisi è stata effettuata sulle biomasse solide: nel territorio vi sono pochi impianti attualmente in esercizio (6) e pochi autorizzati in costruzione al 31 dicembre 2010 (8). Analizzandone le potenzialità 8 sono compresi tra 0,16 e 3,4 MW mentre i restanti sono compresi tra 12,5 e 23 MW; si può quindi affermare che in Regione vi sono installazioni di centrali a biomasse solide sia di piccola taglia che di taglia elevata.

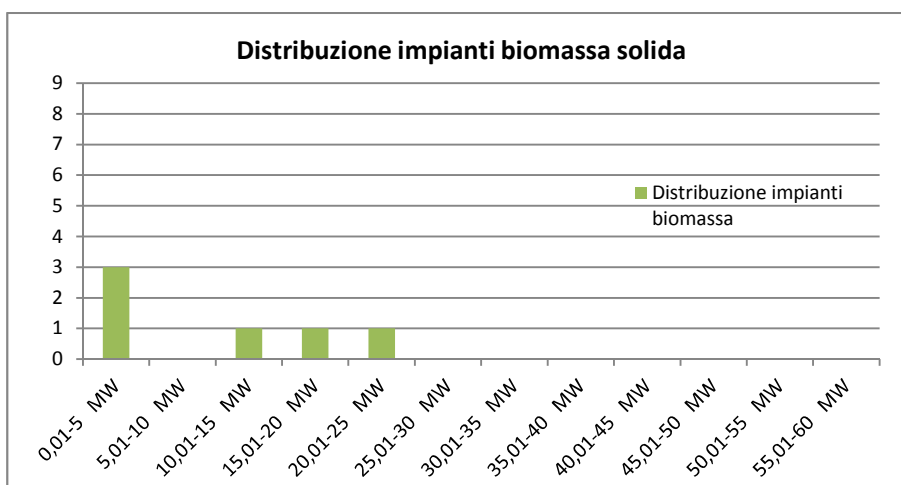


Figura 2.3 - Distribuzione impianti a biomassa solida in Emilia-Romagna

2.2 Descrizione impianti presi a riferimento

Nel seguente capitolo verranno descritti diciotto impianti di produzione di energia elettrica (alcuni dei quali cogenerativi), presenti nel territorio regionale dell'Emilia Romagna, presi come campione per poter eseguire valutazioni ambientali sulle emissioni e sui potenziali di inquinamento. Per ognuno di essi è stata fatta una breve descrizione delle caratteristiche basilari e una tabella con i dati tecnici principali che sono:

- taglia di potenza elettrica;
- taglia di potenza termica;
- ore di funzionamento impianto;
- tipologia di combustibile;
- composizione del combustibile (non riportata nel presente report per ragioni di spazio);
- sistemi di abbattimento;
- emissioni (concentrazioni in mg/Nm³) autorizzate [1],[2];
- emissioni (concentrazioni in mg/Nm³) misurate al camino.

Alcune tabelle hanno delle celle vuote e i motivi sono sostanzialmente due: mancanza di misurazioni al camino effettive o rilevamento in tracce di un certo inquinante considerato quindi trascurabile.

Sono state inserite anche due centrali funzionanti a combustibile fossile (carbone e gas naturale) in modo da poter fare un confronto tra le tecnologie che utilizzano combustibile a basse emissioni di CO₂ e particolato e quelle che utilizzano combustibili fossili.

Per ragioni di riservatezza dei dati industriali, sono stati omessi i nomi reali delle centrali ed i relativi riferimenti geografici; di seguito e nei paragrafi successivi, gli impianti, verranno quindi identificati con un numero da uno a diciotto.

Di seguito le tabelle che riportano i dati sopra descritti dei 18 impianti presi a campione oggetto di studio..

	Impianto 1		Impianto 2		Impianto 3		Impianto 4		Impianto 5		Impianto 6		Impianto 7		Impianto 8		Impianto 9	
Combustibile	Biodiesel		Syngas (derivato da biomasse solide)		Multi-fuel		Biomasse solide		Biogas		Biogas da rifiuti		Biogas da rifiuti		Biogas da rifiuti		Biogas da rifiuti	
Potenza elettrica kW	7900		35		12000		10000		990		836		1048		1048		625	
Potenza termica kW	8000		140		19500		0		0		0		0		0		0	
Ore di funzionamento h/anno	8600		5800		7800		8000		7920		8000		8000		6000		8000	
Sistemi di abbattimento	SCR		Nessuno		SCR; WetScrubber; Bag filter		SNCR; electrostatic precipitator		SCR		Nessuno		Nessuno		Nessuno		Nessuno	
	ADVR	ADVA AIA	ADVR	ADVA AIA	ADVR	ADVA AIA	ADVR	ADVA AIA	ADVR	ADVA AIA	ADVR	ADVA AIA	ADVR	ADVA AIA	ADVR	ADVA AIA	ADVR	ADVA AIA
NOx [mg/Nm3]	-	160	163	500	-	80	348	400	211,3	450	359	450	400	450	353	450	215,5	450
CO [mg/Nm3]	-	48	62	350	-	50	66,7	100	131,	650	57,7	500	154,3	500	105	500	224,5	500
PM [mg/Nm3]	-	16	0,34	100	-	10	3	20	10	10	0,25	10	0,2	10	0,2	10	4,8	10
COT [mg/Nm3]	-	16	7,7	30	-	10	0,75	20	2,5	100	40,23	150	41,3	150	19,05	150	38,5	150
SOx [mg/Nm3]	-		-	-	-	50	17,3	100	-	-	-	-	-	-	-	-	40	-
HCl [mg/Nm3]	-		-	-	-	10	9,7	20	3,9	10	6,93	10	3,8	10	2,95	10	6,1	10
HF [mg/Nm3]	-		-	-	-	-	-	-	-	-	1,53	2	0,6	2	0,13	2	0,74	2

ADVR: Average daily values REAL

ADVA= Average daily values ALLOW

	Impianto 10		Impianto 11		Impianto 12		Impianto 13		Impianto 14		Impianto 15		Impianto 16		Impianto 17		Impianto 18	
Combustibile	Biogas da rifiuti		MSW		MSW		MSW		MSW		MSW		MSW		Methane		Coal	
Potenza elettrica kW	625		6550		6250		10300		10600		17500		8400		80000		165000	
Potenza termica kW	0		0		0		0		0		0		0		0		0	
Ore di funzionamento h/anno	4000		8000		8000		7920		7500		7500		7800		8000		7000	
Sistemi di abbattimento	Nessuno		SNCR; Dry Scrubber; Bag filter		SNCR; Wet Scrubber Bag filter		SNCR; Dry Scrubber Bag filter		SNCR; Dry Scrubber Bag filter		SNCR; Dry Scrubber Bag filter		SNCR; Dry Scrubber; Bag filter		SNCR; Bag filter		SNCR; Wet Scrubber; electrostatic precipitator	
	ADVR	ADVA AIA	ADVR	ADVA AIA	ADVR	ADVA AIA	ADVR	ADVA AIA	ADVR	ADVA AIA	ADVR	ADVA AIA	ADVR	ADVA AIA	ADVR	ADVA AIA	ADVR	ADVA AIA
NOx [mg/Nm³]	260	450	55,1	200	136,8	500	22,7	200	34,6	200	57,1	200	88,1	200	8	15	162	200
CO [mg/Nm³]	153	500	7,6	50	9	50	8,75	50	7,55	50	14,3	50	16	50	2	10	10	250
PM [mg/Nm³]	2	10	0,51	10	1,31	10	0,56	10	0,55	10	3,	10	0,93	10	1	5	6,6	25
COT [mg/Nm³]	120,5	150	0,57	10	0,9	10	0,45	10	0,55	10	0,3	10	0,23	10	-	-	-	-
SOx [mg/Nm³]	-	-	0,5	50	0,23	50	1	50	0,28	50	0,73	50	0,97	50	-	-	275	400
HCl [mg/Nm³]	3,17	10	0,56	10	0,36	10	0,76	10	0,43	10	1,28	10	0,004	10	-	-	-	-
HF [mg/Nm³]	0,55	3	0,12	1	0,17	1	0,12	1	0,12	1	0,12	1	0,045	1	-	-	-	-

ADVR: Average daily values REAL -

ADVA= Average daily values ALLOW

2.3 BREF e MiniBREF

Al fine di ottenere risultati concreti, è stato sviluppato, in collaborazione con ARPA Emilia-Romagna, un programma chiamato MiniBREF [3] che, partendo da pochi dati relativi all'impianto, calcola il valore delle emissioni assolute e relative associabili, poi, agli indici di impatto ambientale. Grazie ad esso è stato possibile individuare l'impatto che ogni impianto ha sull'ambiente immettendo come dati di INPUT le sole caratteristiche dell'impianto e le concentrazioni degli inquinanti al camino. Il MiniBREF, come indica il nome, è un codice di calcolo che contiene le linee guida definite dal BREF [5] senza tener conto dell'aspetto economico.

Il programma sviluppato rappresenta un ausilio nella valutazione dell'impatto ambientale di una soluzione progettuale per la produzione di energia elettrica o per la produzione combinata di energia elettrica e termica, benché sia rivolto al solo ambito dei sistemi che convertono l'energia termica del combustibile in energia utile (elettrica o meccanica). Inoltre va fatto presente che il MiniBREF, nella versione che viene qui presentata, semplifica un impianto ai soli processi di conversione dell'energia chimica di un combustibile in energia termica (combustione) e di conversione dell'energia termica in energia meccanica, quindi elettrica. Ciò implica l'ipotesi semplificativa per la quale l'impatto ambientale dell'impianto viene valutato solo in base alle emissioni dei cosiddetti fumi al camino; pertanto non vengono considerate altre fonti emissive spesso presenti negli impianti (es. sistemi di abbattimento).

Il MiniBREF è stato sviluppato per consentire il confronto fra differenti soluzioni impiantistiche e ciò permette di elaborare informazioni che possono attingere da un ampio insieme di alternative progettuali, anche molto differenti fra loro; ad esempio in differenti tipologie di impianto termo-elettrico, tipologia di combustibile utilizzato, il prodotto (produzione di sola elettricità o produzione combinata di elettricità e calore), taglia e sistemi di abbattimento degli inquinanti.

Volendo sviluppare un programma di semplice utilizzo si è scritto il MiniBREF nel linguaggio di programmazione *Visual Basic* supportato da *Microsoft Excel di Office 2003* ed il risultato ottenuto è un foglio di calcolo reso maggiormente intuitivo grazie al supporto delle *Macro*, algoritmi scritti nel linguaggio *Visual Basic*.

2.3.1 Struttura del programma MiniBREF

Nell'insieme il MiniBREF si compone di sette *fogli*: i primi cinque fogli sono rivolti all'utente che utilizzandoli può usufruire di tutte le potenzialità del programma, mentre gli ultimi due servono al funzionamento delle *macro* e come archivio dati, di conseguenza sono fondamentali per il corretto funzionamento del programma.

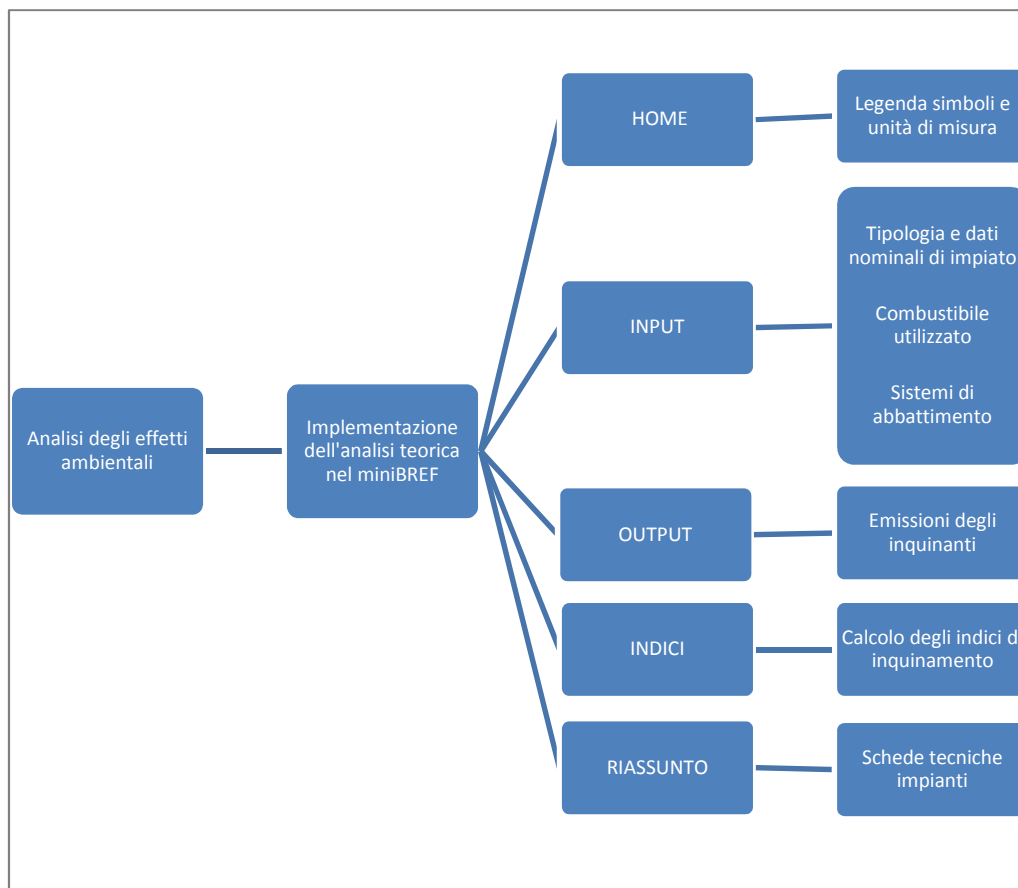


Figura 2.4 - Schema concettuale per l'analisi degli effetti ambientali

Ad ogni foglio è assegnato un nome che ne riassume le sue funzionalità.

Il primo che appare all'apertura del programma è:

1. HOME: appare all'avvio del MiniBREF e serve a mettere l'utente nelle condizioni di poter utilizzare in maniera completa e corretta il programma. Al suo interno è presente una pulsantiera nella quale oltre ai pulsanti "Avanti" e "Nuovo progetto", sono presenti i pulsanti "Legenda simboli", utile per chiarire il significato dei simboli e degli acronimi delle grandezze che appaiono nel programma, ed il "Manuale" che spiega dettagliatamente come utilizzare il MiniBREF.

Seguono i fogli che sono dedicati all'analisi degli effetti ambientali,

2. INPUT: serve per l'introduzione delle informazioni che riguardano l'impianto in esame, informazioni sui dati nominali impianto (potenza, ore di funzionamento, rendimento, concentrazione di ossigeno dei fumi, ecc), tipologia di motore primo (MCI, TG, caldaia, ecc), tipo di combustibile (biomassa, combustibili fossili, rifiuti solidi, ecc) e prodotto (energia elettrica o produzione combinata di energia elettrica e termica) e altre informazioni ancora. In questa fase l'utente è guidato nell'inserzione delle informazioni richieste da diversi strumenti, come celle, caselle di controllo e menù di selezione

3. OUTPUT: serve al calcolo delle emissioni inquinanti dell'impianto in esame; una parte del foglio è dedicata agli impianti cogenerativi, in questa avviene il calcolo delle emissioni inquinanti evitate rispetto alla produzione separata delle stesse quantità di energia elettrica e termica.

4. INDICI: serve per il calcolo degli indici di inquinamento; una parte del foglio è dedicata agli impianti cogenerativi; in questa parte avviene il calcolo degli indici di inquinamento sia per il cogeneratore sia per la produzione separata che va a sostituire. In una tabella di riepilogo avviene il confronto fra i valori calcolati per gli indici nei due casi.

5. RIASSUNTO: serve alla compilazione delle schede tecniche di ciascun impianto preso in esame. In ciascuna il programma sintetizza le informazioni ritenute rilevanti per ciascun impianto prese in esame. La possibilità di disporre di schede tecniche di più impianti è un utile strumento per il confronto di soluzioni impiantistiche alternative.

6. DATI: funge da base dati in cui vi sono raccolte informazioni sui combustibili (composizione chimica elementare e potere calorifico inferiore), sui motori primi (rendimento elettrico e % di O₂ nei fumi secchi), sui sistemi di abbattimento (tipo e efficienza di abbattimento), ecc.

7. UTILITY: serve unicamente come deposito temporale delle informazioni che vengono richiamate dall'utente attraverso strumenti quali, pulsanti, menù di selezione e caselle di controllo che richiamano *macro* dedicate.

Nei seguenti paragrafi ci soffermeremo sul significato delle grandezze che compaiono all'interno del MiniBREF e nella descrizione di come i dati introdotti vengano rielaborati dal programma allo scopo di restituire in uscita informazioni sull'impatto ambientale di un impianto di produzione dell'energia elettrica (o elettrica e termica).

2.3.2 Dati in ingresso

Il foglio INPUT, intitolato "Caratteristiche impianto", è quello dedicato alla raccolta di tutte le informazioni relative all'impianto/i in esame. In particolare combustibile utilizzato, inquinanti, sistemi di abbattimento degli inquinanti e dati nominali d'impianto.

2.3.3 Dati in uscita

Come accennato precedentemente i risultati vengono esposti nei fogli OUTPUT e INDICI, intitolati "*emissioni*" e "*indici d'inquinamento*" rispettivamente. Si riportano i significati e le eventuali espressioni utilizzate nel programma per il calcolo delle grandezze che compaiono.

All'interno di OUTPUT compaiono le grandezze sotto riportate.

Energia consumata: l'energia termica prodotta dal combustibile consumato durante l'anno di riferimento, espresso in MWh/anno.

Consumo di combustibile: la quantità di combustibile (tonnellate/anno) che viene consumata nell'anno di riferimento.

Emissioni inquinanti: si intende il calcolo delle emissioni assolute, emissioni specifiche e delle emissioni evitate (per il caso cogenerativo).

2.3.4 Indice di valutazione delle prestazioni di un impianto cogenerativo (IRE)

Dal punto di vista energetico, il successo di un impianto cogenerativo è fortemente condizionato dalla capacità di soddisfare la produzione elettrica e termica richiesta dall'utenza con consumi di combustibile inferiori rispetto a quelli che si avrebbero con una produzione separata di elettricità e calore. Per valutare le prestazioni di un impianto cogenerativo si ricorre a "indici di confronto" fra l'impianto in oggetto e la produzione separata, tra i quali, il più impiegato è l'*Indice di Risparmio Energetico* o IRE. Per il calcolo dell'IRE [7] si fa riferimento alla seguente espressione:

$$IRE = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_e}{\eta'_{ep}} + \frac{C_{civ}\eta_t}{\eta'_{t,civ}} + \frac{(1-C_{civ})\eta_t}{\eta'_{t,ind}}} \quad (1)$$

dove:

- η_e è il rendimento elettrico medio del cogeneratore;
- η_t è il rendimento termico medio del cogeneratore;
- C_{civ} è la quota parte di energia termica diretta all'uso civile;
- η'_{ep} è il rendimento elettrico medio del motore primo di riferimento;
- $\eta'_{t,civ}$ è il rendimento termico medio della caldaia di riferimento
- $\eta'_{t,ind}$ è il rendimento termico medio della caldaia di riferimento
- p è un coefficiente che rappresenta le minori perdite di trasporto e di trasformazione dell'energia elettrica

2.3.5 Emissioni inquinanti

All'interno del programma vengono calcolate, oltre alle *emissioni assolute*, le *emissioni specifiche* e le *emissioni evitate* (le ultime esclusivamente per gli impianti cogenerativi) [4].

Molti documenti in materia ambientale, come anche le normative ambientali italiane ed europee, esprimono le emissioni di un motore mediante la concentrazione in volume o in massa nei fumi secchi (in ppm e in mg/Nm³ rispettivamente); però quest'unità di misura non permette né di effettuare confronti fra sistemi energetici differenti né di valutare i benefici della produzione combinata di energia elettrica e calore mediante la cogenerazione.

Per ovviare a ciò, se si conosce la concentrazione di un inquinante nei fumi γ_x , il potere calorifico inferiore LHV e la composizione chimica elementare del combustibile utilizzato, si può passare alla massa di inquinante per unità di energia emessa dal combustibile stesso, cioè l'*emissione specifica "input-based"* λ :

$$\lambda = \frac{21}{21-X} \gamma_x \frac{3600}{LHV} K \quad (2)$$

dove:

- γ_x è la concentrazione in massa dell'inquinante x , espressa in mg/Nm³;

- K è un coefficiente di conversione che rappresenta la quantità di fumi secchi stechiometrici per unità di massa di combustibile, espresso in Nm³/kg;
- LHV è il potere calorifico inferiore del combustibile utilizzato, espresso in kJ/kg;
- il termine $\frac{21}{21-X}$ serve a riportare in condizioni stechiometriche la composizione dei fumi.

La conoscenza delle emissioni degli inquinanti in termini di emissioni specifiche *input-based* consente di confrontare sistemi di tipologia e taglia diversa. D'altra parte, quest'unità di misura, sebbene più significativa della concentrazione, non tiene conto della qualità della conversione termodinamica e pertanto il confronto deve effettuarsi a parità di consumi di combustibile.

Per superare tale limite, sarebbe più corretto esprimere le emissioni di un sistema energetico facendo riferimento alla sua produzione utile che, nel caso di un motore primo, è rappresentata dall'energia elettrica prodotta. In tal caso si parla di *emissioni specifiche "output-based"*, ovvero la massa di inquinante per unità di energia elettrica prodotta dall'impianto (mg/kWh).

In generale, l'espressione che lega le emissioni specifiche "input-based" e "output-based" è la seguente:

$$\delta = \frac{\lambda}{\eta_e} \quad (3)$$

dove:

- δ è l'emissione output-based;
- λ è l'emissione input-based;
- η_e è il rendimento elettrico.

L'emissione *output-based* presenta i seguenti vantaggi:

- introduce un chiaro indicatore del rapporto tra il costo ambientale ed il beneficio per la collettività; i valori di emissioni specifiche per unità di energia prodotta dipendono anche dall'efficienza di conversione dell'energia, mentre le emissioni espresse secondo l'approccio *input-based* non dipendono dall'efficienza con cui viene utilizzato il combustibile;
- l'incremento dell'efficienza energetica, nel caso dell'approccio *output-based*, risulta una tecnica di riduzione delle emissioni che agisce contemporaneamente su tutte le specie inquinanti;
- il contenimento delle emissioni attraverso l'incremento dell'efficienza di conversione è la soluzione alternativa all'adozione di complessi sistemi di post-trattamento fumi che spesso non sono privi di controindicazioni.

Va però osservato che le emissioni specifiche (sia δ che λ) forniscono un'informazione dell'impatto globale di un sistema energetico, ma non sempre danno reale conto della situazione vissuta da chi si trova nelle vicinanze della sorgente inquinante.

Per superare questo problema si è deciso di calcolare le emissioni assolute Λ (massa di inquinante emessa in un periodo di riferimento) per l'impianto in esame, (in kg/anno) che danno una miglior informazione sull'*impatto locale* di alcuni inquinanti (es. NO_x, polveri) i cui effetti negativi restano circoscritti intorno alla fonte emissiva.

L'emissione assoluta, oltre che alle emissioni specifiche, è direttamente proporzionale alla taglia dell'impianto P ed al numero di ore equivalenti di funzionamento dell'impianto h ; infatti:

$$\Lambda = \delta Ph = \frac{\lambda}{\eta} Ph \quad (4)$$

2.3.6 Metodi per la valutazione di emissioni inquinanti da impianti cogenerativi

In merito alla valutazione delle emissioni da impianti cogenerativi, è opportuno considerare che la cogenerazione presenta un doppio effetto utile costituito dalla contestuale produzione di energia elettrica e termica. Ritenendo opportuno seguire un approccio *output-based*, le emissioni specifiche dell'impianto cogenerativo possono essere calcolate facendo riferimento:

- alla sola produzione termica, cioè assimilando l'impianto ad una caldaia;
- alla sola produzione elettrica, cioè assimilando l'impianto ad un motore primo;
- a nuovi indici di emissione specifica che tengano conto di entrambi gli effetti utili dell'impianto.

Dal momento che il MiniBREF è impostato per lo studio di impianti cogenerativi di tipo “*topping*” (che sono i più diffusi; il calore prodotto viene recuperato a valle del processo di produzione dell'energia) si assimila il sistema cogenerativo ad un motore primo, quindi le emissioni si riferiscono all'energia elettrica prodotta (emissioni specifiche *output-based*). Anche in questo caso si potrebbe confrontare il valore delle emissioni specifiche di un cogeneratore, che indichiamo con δ_{cog} , con un valore limite $\delta_{lim,mp}$ imposto dalle normative vigenti sui motori primi. Però, ciò equivale a trascurare il beneficio ambientale sull'impatto globale dovuto al recupero termico (quello che succede di fatto oggi). Intendendo invece quantificare tale beneficio, si può scontare dall'emissione effettiva del cogeneratore una quota parte legata alla produzione di calore:

$$\delta_{cog} - \delta_{avd} < \delta_{lim,mp} \quad (5)$$

dove δ_{avd} è l'emissione evitata grazie alla cogenerazione.

Tale valore può essere calcolato con diversi metodi descritti nel seguito.

➤ Metodo della “caldaia evitata”

Le emissioni evitate vengono calcolate considerando che, grazie al recupero termico, si può evitare di tenere in esercizio una caldaia, risparmiando quindi le relative emissioni. Le emissioni assolute risparmiate grazie al non utilizzo di una caldaia con produzione pari al recupero termico del cogeneratore, si calcolano con la seguente espressione:

$$\Lambda_{avd} = \lambda'_t \frac{E_t}{\eta'_t} \quad (6)$$

Λ_{avd} indica le emissioni assolute risparmiate;

E_t è l'energia termica recuperata con la cogenerazione;

λ'_t è l'emissione specifica *input-based* della caldaia evitata;

η'_t è il rendimento termico della caldaia evitata.

Segue che le emissioni specifiche evitate sono pari a:

$$\delta_{avd} = \frac{\lambda'_t \eta_t}{\eta'_t \eta_e} \quad (7)$$

dove:

η_t è il rendimento termico del cogeneratore;

η_e è il rendimento elettrico del cogeneratore.

➤ **Metodo di Ecabert**

Il beneficio ambientale della cogenerazione viene in tal caso valutato come riduzione del consumo di combustibile del motore primo, sottraendo al consumo totale del cogeneratore la quota parte di combustibile che sarebbe servita per produrre l'energia termica in una caldaia di riferimento, ovvero:

$$\frac{E_t}{\eta'_t} \quad (8)$$

Si ha dunque:

$$\Lambda_{avd} = \lambda_{cog} \frac{E_t}{\eta'_t} \quad (9)$$

e quindi:

$$\delta_{avd} = \delta_{cog} \frac{\eta_t}{\eta'_t} \quad (10)$$

➤ **Metodo dell'IRE**

Il beneficio della cogenerazione viene qui valutato in funzione della riduzione del consumo di combustibile del motore primo, rispetto alla produzione separata, quantificato secondo l'IRE, imputando dunque il risparmio sia alla produzione elettrica che alla produzione termica. Si ha:

$$\lambda_{cog} - \lambda_{avd} = \lambda_{cog} \frac{E_{pci}}{E'_{pci}} = \lambda_{cog} (1 - IRE) \quad (11)$$

dove E_{pci} e E'_{pci} sono i consumi energetici di combustibile della cogenerazione e della produzione separata rispettivamente. Segue dunque che le emissioni specifiche evitate sono:

$$\delta_{avd} = \delta_{cog} IRE = \delta_{cog} \left(1 - \frac{1}{\frac{\eta_e}{\eta'_e} + \frac{\eta_t}{\eta'_t}} \right) \quad (12)$$

dove:

η'_e è il rendimento elettrico del motore primo di riferimento.

➤ **Metodo dell'IRA**

In alternativa ai metodi precedenti è possibile richiedere al sistema cogenerativo un risparmio di emissioni assolute rispetto alla produzione separata. A tal proposito l'IRA (*Indice di Risparmio Ambientale*) è un indice che quantifica il

risparmio di emissioni conseguente alla cogenerazione nei confronti della produzione separata; tale indice è definito come:

$$IRA = \frac{\Lambda - \Lambda'}{\Lambda} \quad (13)$$

dove Λ e Λ' sono le emissioni assolute del cogeneratore e della produzione separata rispettivamente. Esprimendo l'IRA in funzione dell'emissione specifica *output based* del cogeneratore e delle emissioni specifiche *input-based* degli impianti di riferimento (per la produzione separata), si ha:

$$IRA = 1 - \frac{\Lambda}{\Lambda'} = 1 - \frac{\delta_{cog}}{\frac{\lambda'_{e,t}}{\eta'_{e,t}} + \frac{\lambda'_{t,t}}{\eta'_{t,t}}} \quad (14)$$

Seguendo l'approccio basato sull'IRA la condizione affinché un sistema cogenerativo permetta di conseguire un certo risparmio diviene:

$$IRA > IRA_{min} \quad (15)$$

dove il valore di IRA_{min} è il risparmio minimo che si richiede alla cogenerazione, ovviamente $IRA_{min} \geq 0$. La condizione per cui un impianto cogenerativo riesca a conseguire un tale risparmio si può esprimere con la seguente:

$$\delta_{cog} < \left(\frac{\lambda'_{e,t}}{\eta'_{e,t}} + \frac{\lambda'_{t,t}}{\eta'_{t,t}} \right) (1 - IRA) \quad (16)$$

Tale metodo di valutazione appare sicuramente il più rigoroso per determinare le variazioni dell'impatto globale conseguentemente alla sostituzione della produzione separata con un impianto cogenerativo, ma presenta forti limitazioni nel valutare la bontà della soluzione cogenerativa in termini locali.

2.3.7 Valutazione degli indici di inquinamento

Una valutazione globale e precisa dell'impatto ambientale è molto complicata in quanto entrano in gioco diversi fattori non omogenei come la posizione geografica, il clima, o le condizioni meteorologiche; è possibile però ottenere dei buoni risultati incorporando i vari potenziali di inquinamento ed analizzandoli uno ad uno. Questi potenziali, come delineato nel BREF, sono sette e verranno brevemente trattati di seguito.

➤ Tossicità umana

Il potenziale di tossicità umana delle attività industriali è strettamente legato alla massa rilasciata nell'aria da tali attività e dalla sua tossicità. Per valutare tale potenziale è stata formulata la seguente espressione:

$$PTU = \sum_i \frac{m_i}{HTF_i} \quad (17)$$

dove:

- PTU (kg Pb eq.) è il potenziale di tossicità umana espressa in kg di Pb equivalente
- m_i è la massa dell'inquinante i-esimo;

- HTF (potenziale di tossicità) è un valore adimensionale che viene assegnato ad ogni specie che viene ritenuta rilevante per la tossicità umana

➤ **Riscaldamento Globale GWP**

Il GWP è un indice utilizzato per stimare il contributo relativo del riscaldamento globale di un determinato impianto riferito all'emissione di un kg di un gas ad effetto serra rispetto all'emissione di un kg di anidride carbonica (GWP sono espressi in kg di CO₂ equivalenti):

$$GWP = \sum_i GWP_i \times m_i \quad (18)$$

dove:

- GWP_i è il potenziale di riscaldamento del i-esimo gas serra, espresso in kg CO₂ eq./kg dell'inquinante i-esimo;
- m_i è la massa dell'inquinante i-esimo.

➤ **Tossicità Ecosistemi Idrici (TEI)**

Il rilascio di sostanze inquinanti in ambienti acquatici può avere un effetto tossico sulle piante e gli animali che vivono in tale ambiente. Il TEI è definito come il volume di acqua necessario per diluire lo scarico inquinato al fine di ottenere acqua "pulita", o meglio non considerata tossica per il sistema acquatico; esso è calcolato attraverso un indice chiamato PNEC (acronimo di *Predicted No Effect Concentrations*) misurato in mg(dell'inquinante) / l (volume di acqua) nel seguente modo:

$$TEI = \sum_i \frac{103 \times m_i}{PNEC_i} \quad (19)$$

dove:

- TEI espresso in m³, è l'indice di tossicità dell'ecosistema idrico;
- m_i è la massa dell'inquinante i-esimo;
- PNEC_i l'indice che definisce la soglia di diluizione per l'inquinante i-esimo.

➤ **Acidificazione**

La deposizione di sostanze acidificanti dovute ai gas acidi emessi in aria ha dimostrato di provocare una vasta gamma di impatti nocivi all'ambiente. I gas che hanno l'effetto acidificante più significativo sono l'anidride solforosa (SO₂), l'ammoniaca (NH₃) e gli ossidi di azoto (NO_x).

$$ACID = \sum_i AP_i \times m_i \quad (20)$$

dove:

- ACID è il potenziale di acidità espresso in kg di biossido di zolfo
- APi è il potenziale di acidità del singolo inquinante espresso in kg/kg di SO₂;
- m_i è la massa dell'inquinante i-esimo.

➤ **Eutrofizzazione**

Con il termine eutrofizzazione si intende il processo di arricchimento di sostanze nutritive utili agli organismi fotosintetici; le cause di questo fenomeno sono una crescita eccessiva da parte di alcune specie di piante e la conseguente scomparsa di altri organismi. I due elementi principali che contribuiscono al fenomeno sono il fosforo e l'azoto e la causa principale è attività umana.

$$EUTR = \sum_i EP_i \times m_i \quad (21)$$

dove:

- Eutr è il potenziale di eutrofizzazione espresso in kg di ione potassio equivalente [kg PO₄---];
- EPI è il coefficiente i-esimo espresso in kg di ione potassio diviso per i kg della sostanza i-esima;
- m_i è la massa della sostanza i-esima.

➤ **Ozone depletion**

L' ozono ha una duplice funzione per l'uomo: benevola se si considera la sua funzione di schermo nei confronti dei raggi UV nella stratosfera, di carattere opposto se si trova nelle basse altitudini.

Esso si forma da una complicata serie di reazioni chimiche, avviata dalla luce solare, in cui gli ossidi di azoto (NOX) e composti organici volatili (COV) reagiscono per creare l'ozono:

$$OZON_{fc} = \sum_i POCP_i \times m_i \quad (22)$$

dove:

OZON_FC è il potenziale di inquinamento fotochimico totale espresso in kg di etilene equivalente

POCPi è il coefficiente i-esimo espresso in kg di etilene equivalente diviso per i kg della sostanza i-esima

m_i è la massa della sostanza i-esima

2.4 Risultati ottenuti

Grazie ai dati forniti da ARPA, implementati nel programma descritto precedentemente (MiniBREF), è stato possibile ottenere dei risultati utili sulla panoramica dell'impatto ambientale degli impianti a biomassa.

Il lavoro è stato diviso in due parti: nella prima si sono utilizzati come dati di concentrazione degli inquinanti quelli imposti per legge (da AIA o [2]), nella seconda quelli effettivi registrati al camino.

Per ottenere la prima panoramica globale sono stati presi in considerazione i valori limite di emissione, diversi per tipologia di inquinante, imposti per ogni impianto. Ogni impianto infatti, per poter entrare in funzione, deve sottostare ad alcune regole, o limiti, imposti per legge; tra questi vi sono i limiti di emissione al camino.

Tali valori limite sono esplicitati nell'AIA (Autorizzazione Integrata Ambientale), provvedimento che autorizza l'esercizio di un impianto o di parte di esso a determinate condizioni, che devono garantire la conformità ai requisiti del [8] che costituisce l'attuale recepimento della direttiva comunitaria 2008/1/CE del Parlamento Europeo e del Consiglio.

Nel caso degli impianti 2 e 5 non è stato possibile ottenere questo tipo di documento per cui si è deciso di immettere come dati di input i valori limite meno stringenti del [8].

Successivamente sono stati considerati come dati di input quelli effettivi ovvero quelli registrati al camino e forniti da ARPA o dai siti internet dei vari impianti. Nel caso degli impianti 1 e 3 non è stato possibile reperire dati effettivi per cui nei seguenti grafici la colonna riguardante questi due impianti sarà sempre nulla.

In entrambi i casi lo studio si è focalizzato sui seguenti dati:

- Concentrazione inquinanti (NO_x; CO; PM; COT; SO_x; HCl; HF) espressa in mg/Nm³
- Concentrazione inquinanti su unità di energia (NO_x; CO; PM; COT; SO_x; HCl; HF) espressa in mg/kWh
- Potenziali di inquinamento riferiti all'impianto 17
- Potenziali di inquinamento specifici (ovvero su unità di potenza) riferiti all'impianto 17

Noti i potenziali si è cercato un modo per ottenere un valore di impatto globale dell'impianto sull'ambiente, cioè un valore unico che tenesse conto di tutti i potenziali studiati. A questo proposito è stato utile lo studio di un metodo già esistente chiamato "BASF method" [6].

Esso è un metodo ideato in Germania da diversi studiosi secondo il quale, l'impatto ambientale è determinato da cinque aspetti fondamentali:

- *Consumo di materie prime*
I pesi dei vari materiali sono determinati in base alla stima di disponibilità della materia prima
- *Consumo di energia*
I consumi di energia delle varie tecnologie vengono normalizzati all'alternativa meno favorevole che avrà quindi valore unitario.
- *Emissioni nell'ambiente (aria, acqua e suolo)*
Per quanto riguarda gli inquinanti atmosferici ad essi è associato un fattore peso calcolato in base a studi precedenti; per gli inquinanti del sistema idrici sono stati effettuati calcoli simili al potenziale TEI ovvero considerando il volume di acqua necessaria a rientrare nei limiti massimi di concentrazione; infine per gli inquinanti solidi si sono ricavati i fattori peso in base ai costi medi di smaltimento degli stessi.
- *Potenziale di tossicità*

Per determinare i potenziali di tossicità il BASF utilizza le linee guida di classificazione della legge tedesca sulle sostanze chimiche

– *Potenziale di incidenti*

L'approccio adottato per determinare i fattori di incidente sono simili alla valutazione del rischio nel caso di impianti di sicurezza, ovvero si stima la probabilità di accadimento e il livello del danno.

Una volta determinati tutti i potenziali, per poter avere come risultato finale un valore che indichi l'impatto ambientale di un determinato impianto, si possono utilizzare due metodi di comparazione: il primo normalizzato alle condizioni geografiche di un certo luogo; il secondo normalizzato alle condizioni sociologiche del luogo ovvero in base alle considerazioni da parte delle persone residenti in quell'area sui diversi potenziali.

La linea guida del presente lavoro (BREF) ha degli aspetti molto simili rispetto al calcolo di alcuni potenziali (PTU, GWP, TEL, ecc..) ma, a differenza del BASF, non ne tiene conto di alcuni come il potenziale di rischio o il consumo di materie prime. Si può affermare che la metodologia di calcolo elaborata nel presente lavoro è una parte del BASF, ovvero il BASF tiene conto dell'intero ciclo di vita mentre lo studio della presente tesi solo degli aspetti emissivi.

Per quanto riguarda la cogenerazione, infine, è stato analizzato il risparmio di emissioni dovuto ad essa, solo per i risultati con dati di concentrazione effettivi.

Nella tabella successiva è riportato un riassunto delle caratteristiche dei diversi impianti presi in considerazione:

2.4.1 Concentrazioni [mg/Nm³]

Di seguito sono riassunti i risultati ottenuti per i diversi inquinanti presi in considerazione. Lo studio è stato condotto anche per i valori limite ma di seguito verranno riportati solo i grafici relativi ai valori effettivi di misurazione. Lo studio è stato condotto in modo analogo per NO_x, CO, PM, COT, SO_x, HCl e HF ma di seguito verrà riportato solo il grafico degli NO_x e del CO.

➤ NO_x

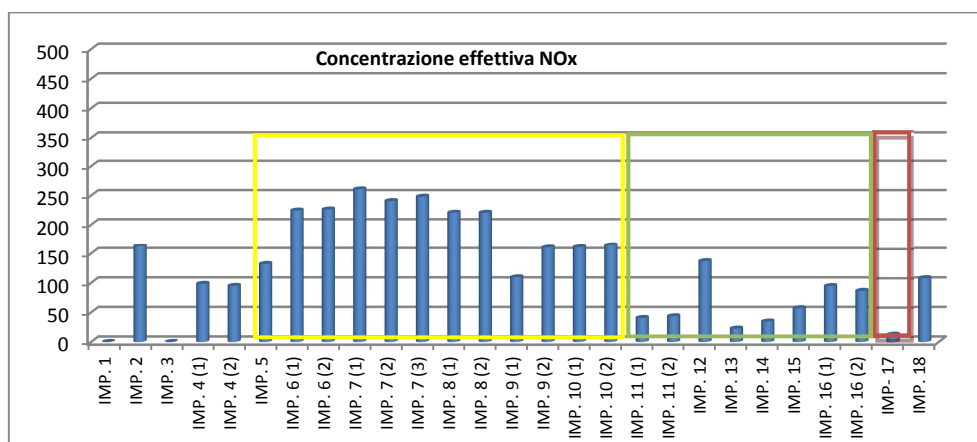


Figura 2.5 Concentrazione Eff NOx [mg/Nm³]

In generale si può vedere che le concentrazioni di NO_x degli impianti a biomassa superano nettamente quelle dell'impianto di riferimento evidenziato in rosso ma anche quella dell'impianto 18 ovvero quello a carbone.

➤ CO

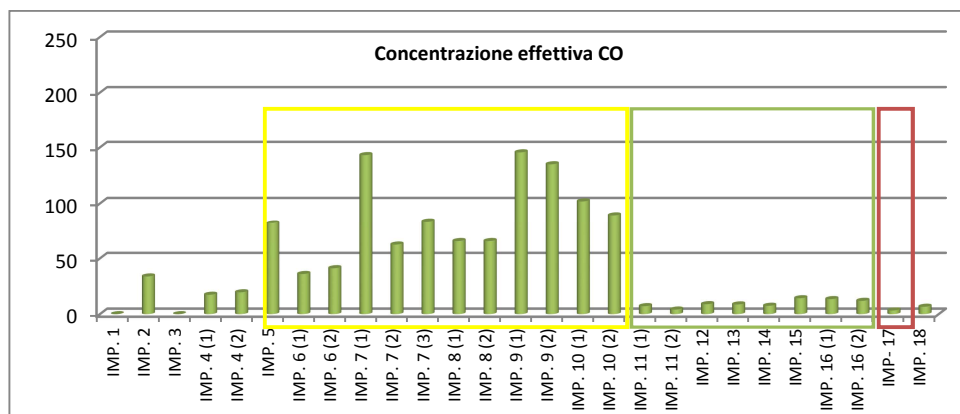


Figura 2.6 - Concentrazione Eff CO [mg/Nm³]

Anche in questo caso molti impianti hanno valori superiori all'impianto di riferimento ma anche dell'impianto a carbone. In particolare, gli impianti che eccedono maggiormente, sono quelli evidenziati in giallo ovvero quelli a biogas. I termovalorizzatori hanno valori dell'ordine di grandezza dell'impianto a carbone.

2.4.2 Concentrazioni specifiche [mg/kWh]

L'analisi delle concentrazioni può essere utile dal punto di vista dell'impatto locale mentre non può fornire alcuna indicazione su quello globale. Per avere un'indicazione di come questi impianti possano influenzare l'ambiente più in generale, si è deciso di studiare le concentrazioni specifiche, ovvero le concentrazioni divise per la potenza elettrica del relativo impianto. Analogamente a quanto detto sopra verranno riportati solo i grafici dell'NO_x e del CO.

➤ NO_x

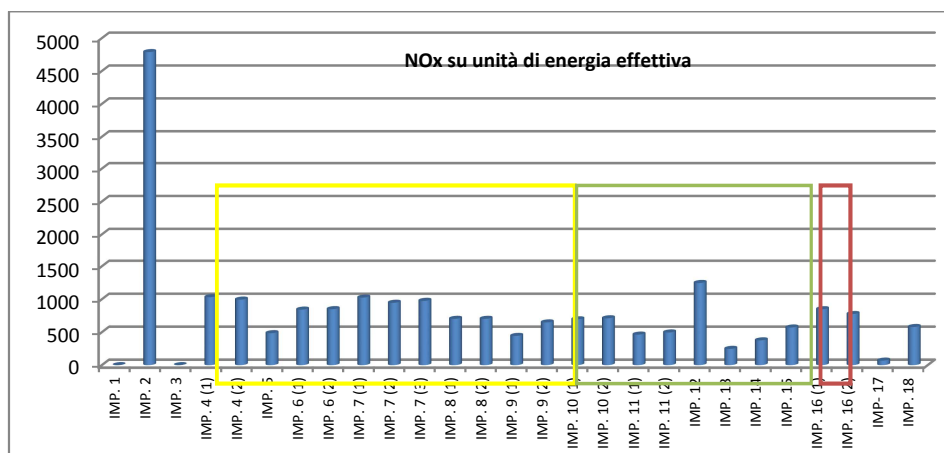


Figura 2.7 - NO_x su unità di energia Eff [mg/kWh]

Mediamente tutti gli impianti hanno un'emissione di NOx specifica poco inferiore ai 1000 kg/kWh circa il doppio rispetto alla centrale a carbone. Si discosta da questo andamento l'impianto 2; esso, data la piccola taglia e la particolare disposizione tecnologica, ha un'emissione specifica molto alta che potrebbe essere controllata con un sistema di abbattimento come un SCR. Se relazioniamo gli impianti a biomassa con il ciclo combinato (evidenziato in rosso) possiamo affermare che tali impianti hanno un elevato impatto ambientale. Questo aspetto sarà ulteriormente approfondito quando verranno analizzati i potenziali di inquinamento che dipendono dagli NOx come ad esempio il PTU (Potenziale Tossicità Umana).

➤ CO

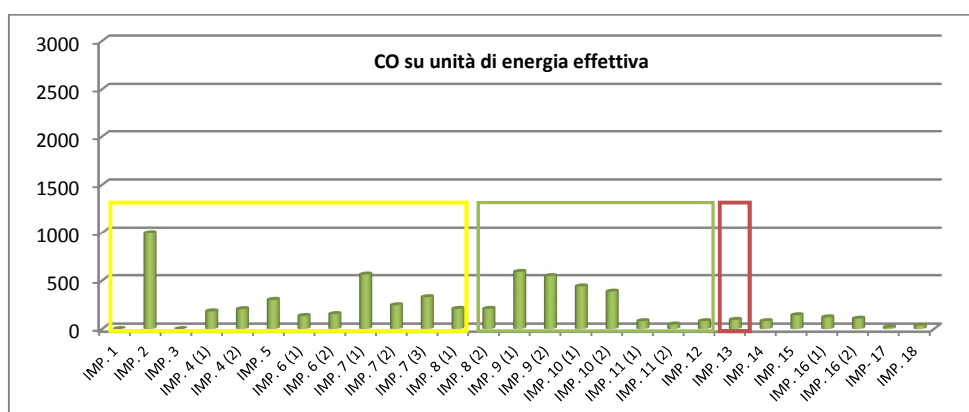


Figura 2.8 - CO su unità di energia Eff [mg/kWh]

Per quanto riguarda le emissioni di monossido di carbonio, si evince che esse sono notevolmente maggiori sia rispetto all'impianto di riferimento che rispetto all'impianto a carbone. Gli unici impianti che hanno emissioni dell'ordine di grandezza dell'impianto 17 sono gli impianti 11, 12, 13 e 14;

2.4.3 Potenziali di inquinamento

I potenziali di inquinamento sono stati definiti e descritti nel capitolo 2.3.7. Grazie ad essi è possibile ottenere indicazioni utili sull'impatto che le varie centrali a biomassa hanno sul sistema ambiente.

Ogni potenziale di inquinamento è determinato dall'emissione di certi inquinanti, determinati con pesi precedentemente definiti come spiegato nel capitolo dedicato; al fine di avere un quadro chiaro della dipendenza dei potenziali rispetto alle emissioni è stata creata una tabella riassuntiva caratterizzante il caso più probabile:

PROBABLE CASE											
	NOx	CO2	CO	SOx	PM	COT	COV	HCl	HS	Hf	NH3
PTU	9,0%	-	7,5%	34%	-	9,2%	-	32,8%	-	-	7,5%
GWP	-	0,006%	-	-	-	-	-	-	-	99,994%	-
TEI	-	-	-	-	-	43,2%	-	-	-	-	56,8%
ACID	23,8%	-	-	-	-	-	-	-	-	-	76,2%
EUTR	30,2%	-	-	-	-	-	-	-	-	-	69,8%
OZON_FC	70,9%	-	1,3%	2,1%	-	17,6%	-	-	-	-	-

Figura 2.9 - Contributo degli inquinanti nel determinare i potenziali nel caso probabile

Questa tabella si riferisce ai pesi utilizzati nel programma MiniBREF; nella realtà le varietà di inquinanti che concorrono a determinare i potenziali sono molti di più (anche se in percentuale molto bassa).

Per poter ottenere dati di facile lettura si è deciso di riferire ogni potenziale al valore dell'impianto più virtuoso, ovvero il numero 17 (nota la sua efficienza in quanto a ciclo combinato). Non tutti i potenziali sono stati calcolati in questo modo; infatti per il TEI sono nate delle complicate dovute al fatto che l'impianto 17 ha emissioni trascurabili di COT ed il TEI dipende univocamente da essi. Per evitare di dividere i potenziali per un valore pressoché nullo si è deciso di cambiare il riferimento (solo per il TEI) ed utilizzare l'impianto a biomassa "peggiore" ovvero il numero 4.

Infine per poter avere una visione generale dell'impatto dei vari inquinanti si è cercato di raggruppare i diversi potenziali per ottenere un valore che indicasse la virtuosità, in termini ambientali, delle centrali. Su quest'ultimi risultati bisogna fare particolare attenzione, in quanto, il metodo utilizzato, non è scientificamente esatto poiché vengono sommate grandezze tra loro non omogenee. Esso, però, può essere utile per avere un'idea di massima su quali impianti sarebbe meglio intervenire e quali possono considerarsi già all'avanguardia.

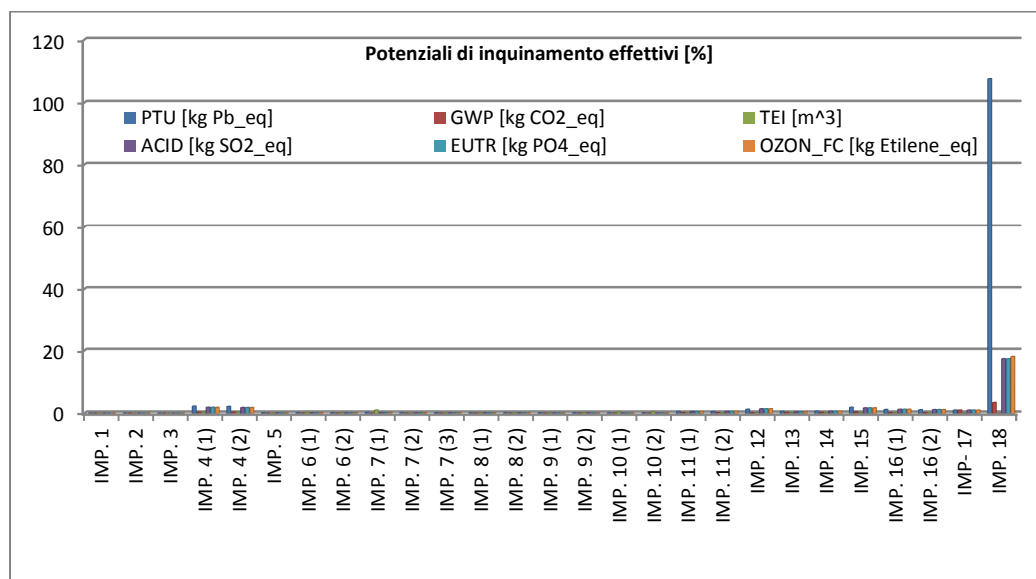


Figura 2.10 - Potenziali inquinamento Eff.

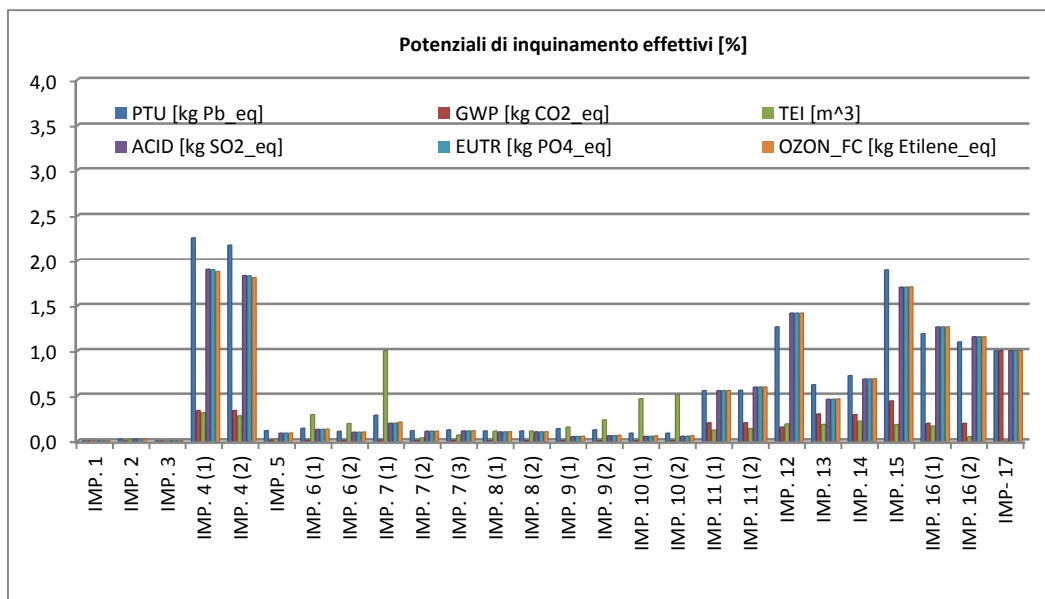


Figura 2.11 - Potenziali inquinamento Eff. escluso impianto 18

Dai grafici 2.10 e 2.11 si nota la netta differenza tra l'impianto 18 e i restati impianti; questo è dovuto in gran parte alla taglia molto elevata dell'impianto ma anche al fatto che è un impianto a carbone.

Nei seguenti grafici si è deciso di non considerare tale impianto per avere un scenario migliore dell'andamento dei potenziali. In questo capitolo si è deciso di riportare solo il grafico relativo alla somma dei potenziali di inquinamento e non i grafici dei singoli potenziali. E' comunque evidente anche dal grafico sovrastante che per quanto riguarda il PTU l'impianto 4 (biomassa solida) ha un potenziale molto elevato che supera di due volte l'impianto di riferimento. I termovalorizzatori invece hanno un valore che si aggira nell'intorno del valore di riferimento mentre i biogas (imp.5-imp.10) hanno valori molto bassi. In questa prima analisi però non è possibile individuare il motivo principale di questi andamenti ovvero non si può capire se tali dati dipendono dalla taglia oppure dall'effettivo contributo sull'impatto ambientale di tossicità. L'analisi di questi dati però può essere utile per valutare l'impatto locale che queste centrali hanno nelle zone limitrofe all'installazione.

Per quanto riguarda il GWP, gli impianti a biomassa hanno un impatto sull'effetto serra pari a zero poiché l'anidride carbonica che rilasciano non è altro che la stessa quantità immagazzinata durante il loro ciclo di vita. Il GWP (effetto serra) è un indice globale per cui l'analisi locale non fornisce indicazioni utili al contrario dell'analisi che verrà effettuata successivamente sui potenziali specifici.

Lo studio del TEI è leggermente diverso rispetto agli altri in quanto, come accennato precedentemente, il riferimento non è l'impianto 17 (per il quale TEI è uguale a zero avendo emissioni di COT trascurabili).

Come per il PTU, gli impianti a biogas hanno un impatto minore rispetto ai termovalorizzatori e ai restanti impianti a biomassa.

Per quanto riguarda l'ACID, l'impianto 4 e i termovalorizzatori hanno un impatto locale di acidificazione molto maggiore rispetto agli impianti a biogas e all'impianto 2. In riferimento all'impianto 17 solo gli impianti 4, 12 e 15 hanno valori molto maggiori mentre tutti gli altri hanno valori simili o inferiori.

Gli andamenti per l'eutrofizzazione sono pressoché identici a quelli dell'acidificazione, questo perché entrambi dipendono solo da NO_x e NH₃ (che è trascurabile in tutti gli impianti).

Per questo motivo le considerazioni sull'eutrofizzazione sono le stesse fatte per il potenziale ACID.

Un discorso analogo può essere fatto per l'ozono fotochimico; esso dipende per l'80% circa dagli NO_x per cui l'andamento dei grafici risulterà pressoché identico a quelli dell'eutrofizzazione e dell'acidificazione.

Di conseguenza le considerazioni sono le stesse fatte precedentemente per l'acidificazione.

L'ultimo studio, effettuato sulle concentrazioni, riguarda l'insieme dei potenziali analizzati. Per poter avere una visuale più immediata sui comportamenti dei diversi impianti si è deciso di sommare tutti i potenziali e stilare una "classifica di virtuosità". Come sottolineato più volte, questo metodo di analisi non è scientificamente perfetto in quanto si sommano quantità non omogenee tra loro e di conseguenza i risultati ottenuti sono di massima e necessitano di un'accurata lettura.

I valori sono stati ottenuti sommando il contributo percentuale di ogni inquinante e diviso per il numero degli inquinanti (ovvero sei); se si fosse utilizzato come riferimento sempre l'impianto 17 si sarebbe dovuto avere come valore di somma 100% per tale riferimento, questo in realtà non avviene per le problematiche analizzate precedentemente sul TEL.

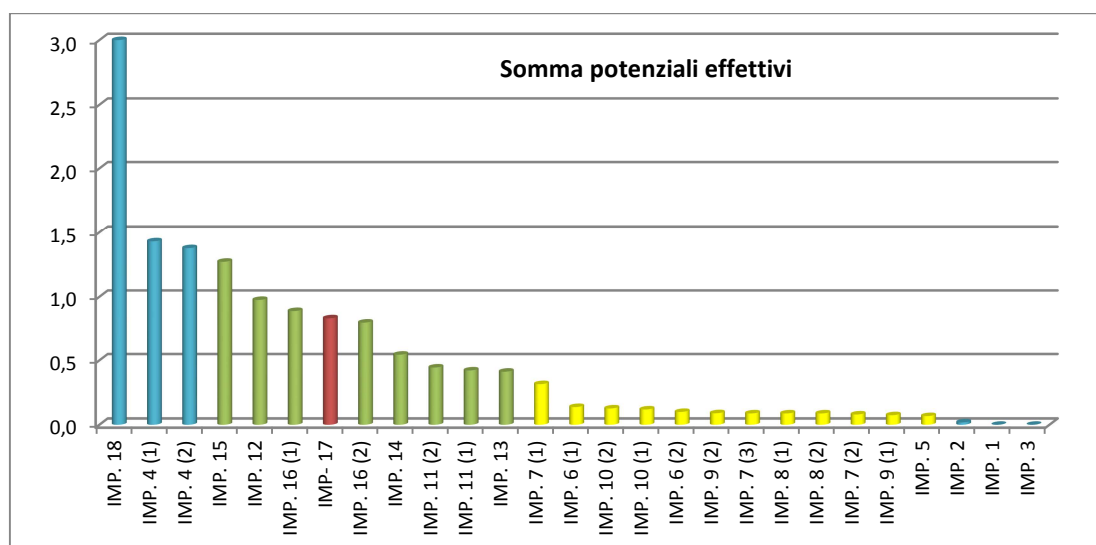


Figura 2.12 - Somma potenziali effettivi

L'impianto 17 resta comunque quello di riferimento; esso determina gli impianti ad elevato e basso impatto ambientale, rispettivamente a sinistra e a destra. Gli impianti biogas sono quelli con impatto locale minore, questo è dovuto soprattutto al fatto che sono impianti di piccola taglia. Poiché il valore dell'impianto 18 è molto elevato per una più facile lettura si è deciso di spezzare la scala delle ordinate.

2.4.4 Potenziali specifici

Come per le concentrazioni, anche per i potenziali si è analizzato il valore specifico; esso non è altro che il potenziale riferito all'impianto 17 diviso per la rispettiva potenza elettrica. In questo modo è possibile avere una buona panoramica sull'impatto globale degli impianti studiati in quanto sparisce la dipendenza dalla taglia dell'impianto.

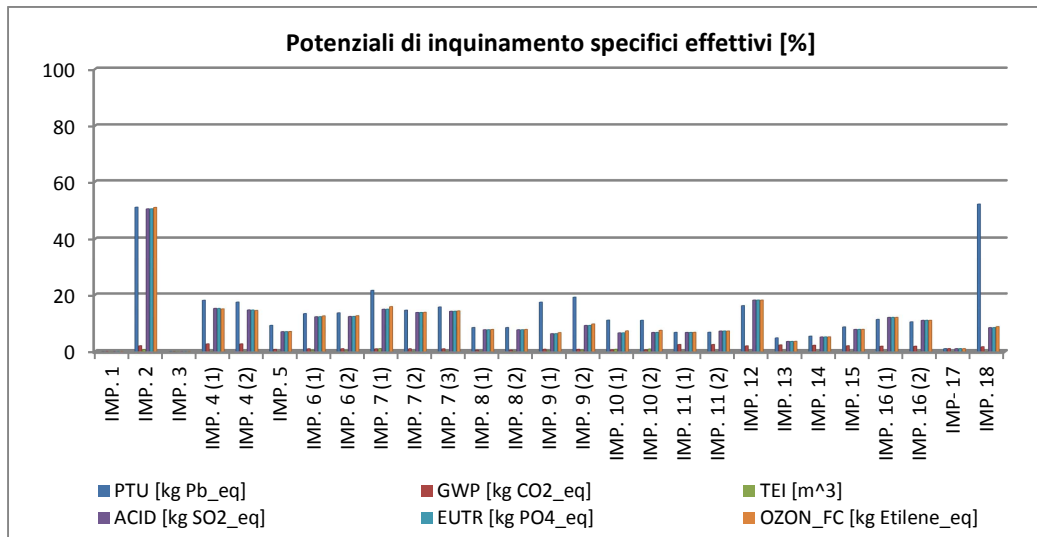


Figura 2.13 - Potenziali specifici Eff

- **PTU**

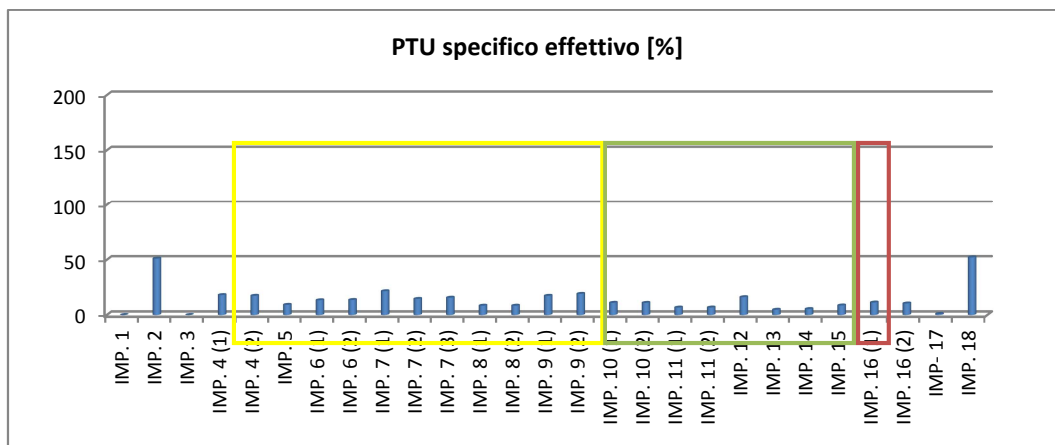


Figura 2.14 - PTU specifico Eff

Il potenziale specifico di tossicità umana per gli impianti a biomassa, come mostra la figura 2.14, è nettamente maggiore rispetto all'impianto di riferimento. Bisogna però sottolineare che, a parte l'eccezione dell'impianto 2, tutti gli altri hanno un valore molto minore dell'impianto a carbone (rispetto al riferimento quindici volte maggiore per i biogas e cinquanta volte maggiore per l'impianto a carbone).

- **GWP**

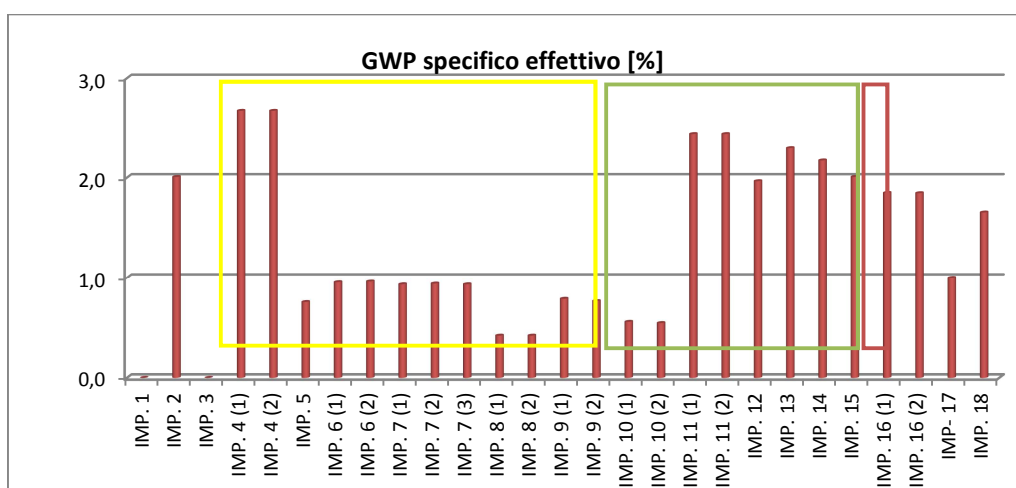


Figura 2.15 - GWP specifico Eff

Il GWP ha valori leggermente inferiori a 1 per gli impianti a biogas mentre i restanti si aggirano tra 1,9 e 2,6 ovvero valori superiori all'impianto a carbone (1,65).

- **TEI**

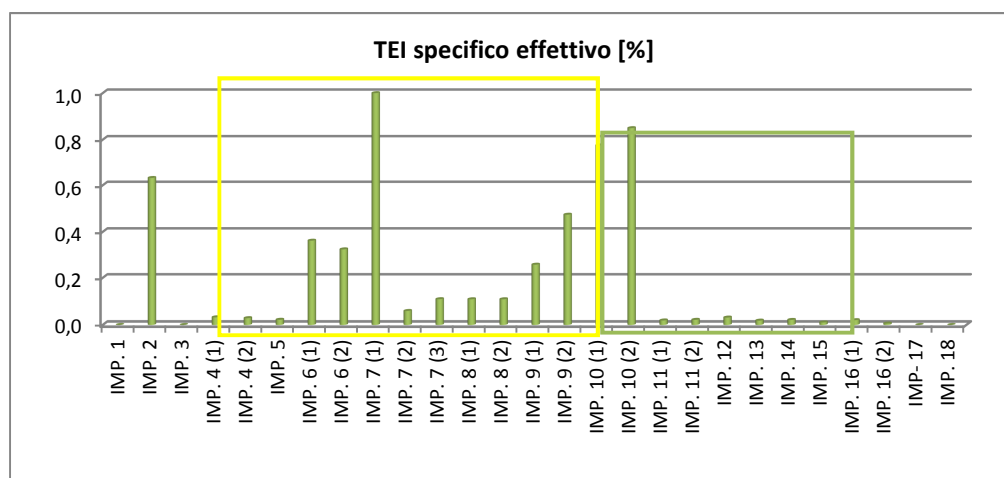


Figura 2.16 - TEI specifico Eff

Come sottolineato più volte, i risultati ottenuti per il TEI non sono omogenei rispetto agli altri in quanto non si riferiscono all'impianto 17 ma al "peggiore" degli impianti a biomassa. Analizzando i valori limite ed effettivi si può riscontrare un diverso andamento tra i biogas, compreso l'impianto 2 e i termovalorizzatori. I primi hanno un incidenza globale sull'ecosistema ambiente maggiore rispetto ai secondi e questo è riscontrato anche dai limiti di legge più stringenti per i termovalorizzatori.

- **ACID**

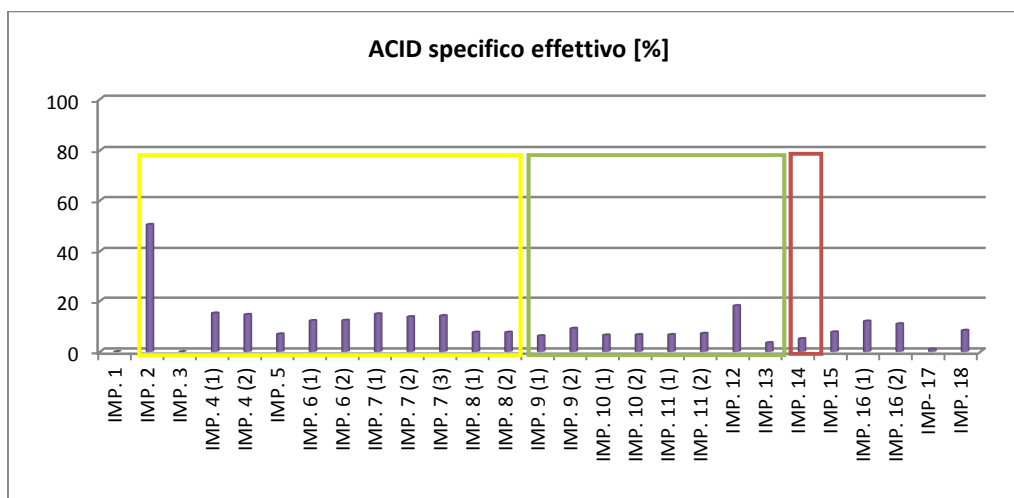


Figura 2.17 - ACID specifico Eff

Dalla figura 2.17 si nota un picco che corrisponde all'impianto 2; esso è quindi quello che partecipa in modo più significativo all'acidificazione in maniera globale (questo probabilmente è dovuto alle piccole dimensioni dell'impianto). Per quanto riguarda gli altri valori, essi sono nettamente maggiori del riferimento e poco superiori all'impianto a carbone; essi però si aggirano tutti nell'intorno del 10 (ovvero hanno valori dieci volte maggiori del riferimento 17)

- **EUTR**

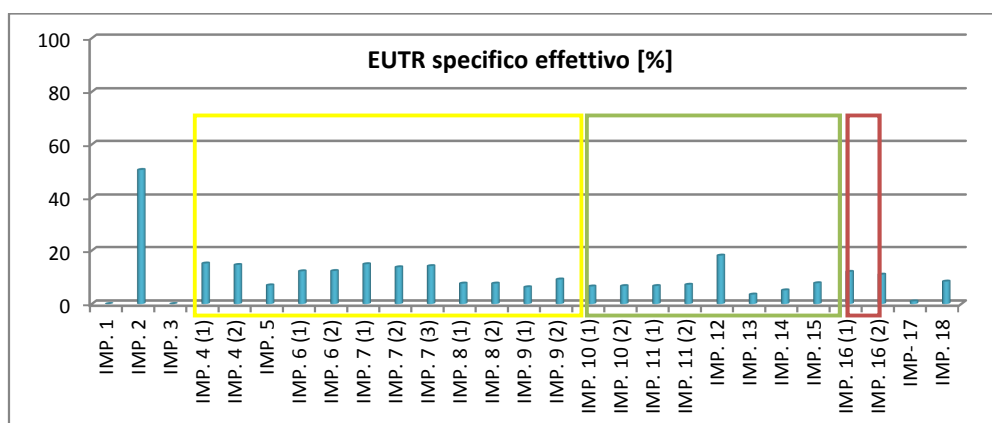


Figura 2.18 - EUTR specifico Eff

Come spiegato in precedenza gli andamenti dei grafici sono identici a quelli dell'acidificazione e le considerazioni sono le stesse.

- **OZON_FC**

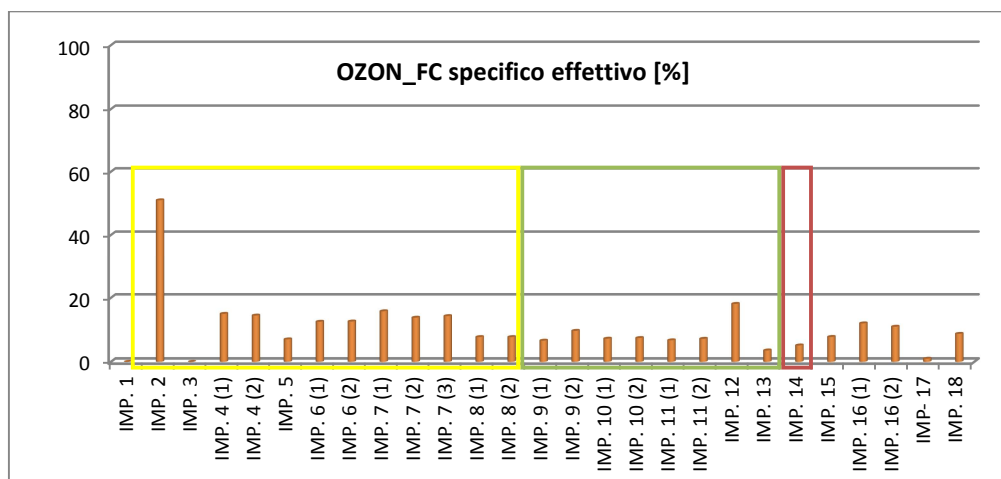


Figura 2.19 - OZON_FC specifico Eff

Anche per l'ozono fotochimico si possono seguire le considerazioni fatte per l'acidificazione in quanto questo potenziale, come ACID e EUTR, dipende quasi esclusivamente dalle emissioni di NOx.

Anche per i valori specifici si è analizzata la somma dei diversi potenziali, sia con i dati limite che con quelli effettivi, evidenziando con il giallo gli impianti a biogas, con il verde i termovalorizzatori e con il rosso l'impianto di riferimento.

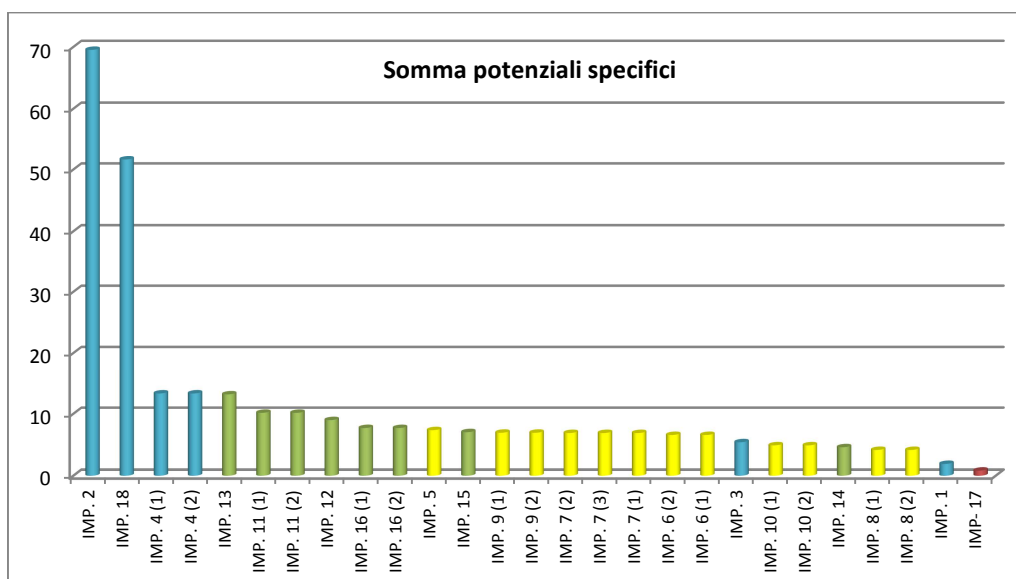


Figura 2.20 - Somma potenziali specifici effettivi

Come ci si poteva aspettare, togliendo l'influenza della taglia, l'impianto 17 risulta il più virtuoso mentre il 18 è il secondo peggiore. In questo caso non vi è più una marcata differenza tra gli impianti a biogas e i restanti; anzi l'impianto a biomassa più virtuoso risulterebbe essere l'impianto 1 alimentato a bioliquidi.

Da questa analisi l'impianto 2 risulta essere notevolmente inquinante, questo è dovuto al fatto che è un impianto piccolo con inesistenti, sistemi di abbattimento e rendimenti bassi.

2.4.5 Cogenerazione

Grazie all'utilizzo del MiniBREF è stato possibile valutare il risparmio in termini di emissioni, globali e specifiche, dovute alla cogenerazione; l'analisi è stata svolta su sei impianti cogenerativi presi in considerazione:

- Impianto 1
- Impianto 2
- Impianto 3
- Impianto 5
- Impianto 16
- Impianto 17

Il calcolo è stato effettuato su tre tipologie di inquinanti, *NO_x*, *CO* e *PM*, utilizzando i quattro metodi visti precedentemente (cap. 3.2.3): *caldaia evitata*, *Ecabert*, *IRE* e *IRA*.

- **NO_x**

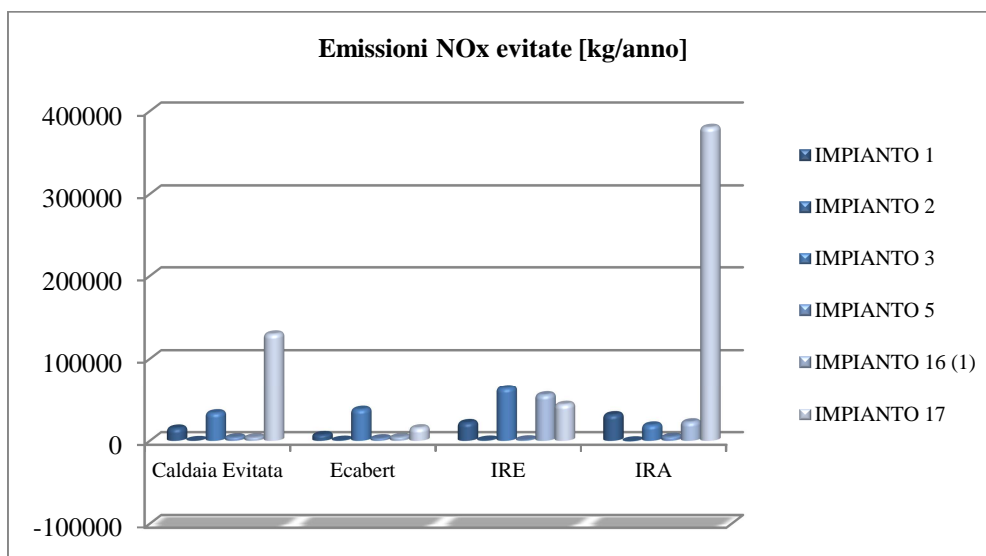


Figura 2.21 - Emissioni NOx evitate

Dalla figura 2.21 si può notare che, come ci si aspetta, gli impianti 2 e 5 hanno valori quasi nulli in confronto ai restanti impianti e questo è dovuto alla loro potenzialità ridotta.

Si può ulteriormente notare che i metodi utilizzati sono a due a due simili: *Ecabert* con *IRE* e “caldaia evitata” con *IRA*; questo è dovuto al fatto che i primi due considerano il risparmio evitato di combustibile e conseguentemente quello di emissioni mentre i secondi considerano direttamente quello delle emissioni evitate. Dall'analisi del grafico si può notare un buon risparmio da parte dell'impianto 3 sia dal punto di vista del combustibile che delle emissioni.

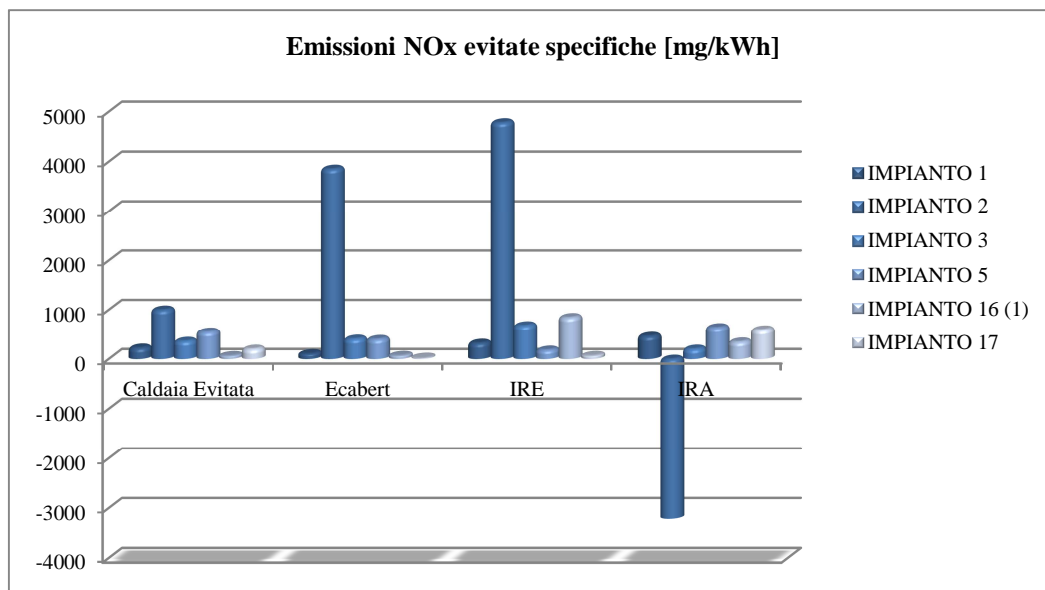


Figura 2.22 - Emissioni NOx specifiche evitate

Grazie a questo grafico è possibile analizzare le emissioni evitate indipendentemente dalle potenzialità e dalle ore di funzionamento dei vari impianti. *Ecabert* e *IRE* ci mostrano un ottimo risparmio dell'impianto 2 il quale però avrebbe bisogno di sistemi di abbattimento aggiuntivi e rendimenti maggiori per poter avere anche il risparmio calcolato con *IRA* elevato. In generale la cogenerazione è conveniente dal punto di vista delle emissioni di NOx.

- **CO**

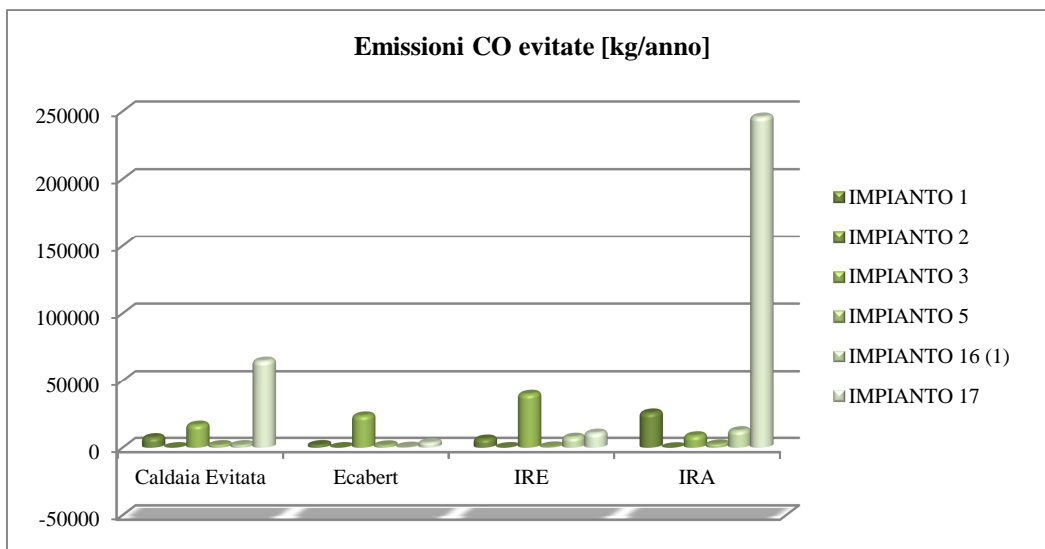


Figura 2.23 - Emissioni CO evitate

Anche in questo caso si possono fare considerazioni simili alla figura 2.21 riguardanti gli impianti 2 e 5 e gli andamenti dei grafici.

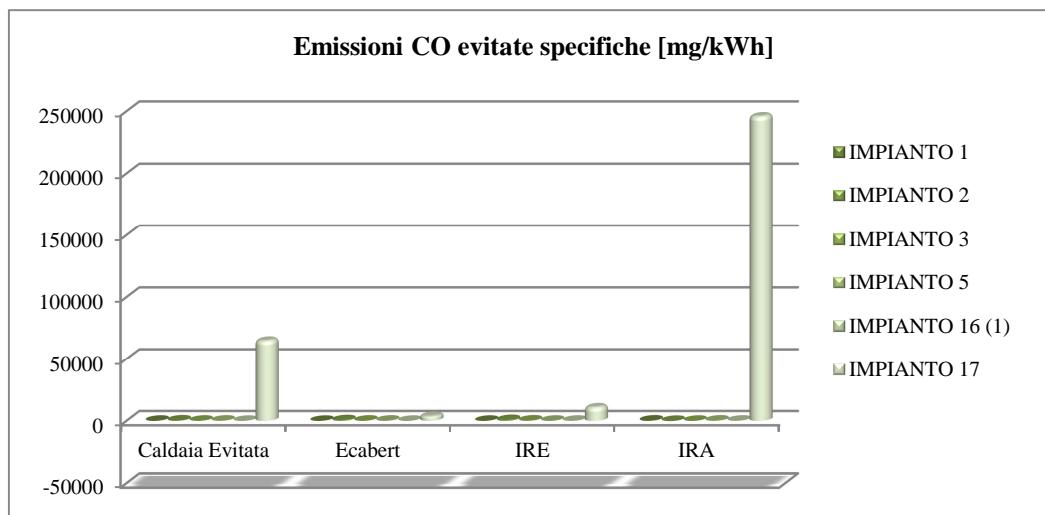


Figura 2.24 - Emissioni CO specifiche evitate

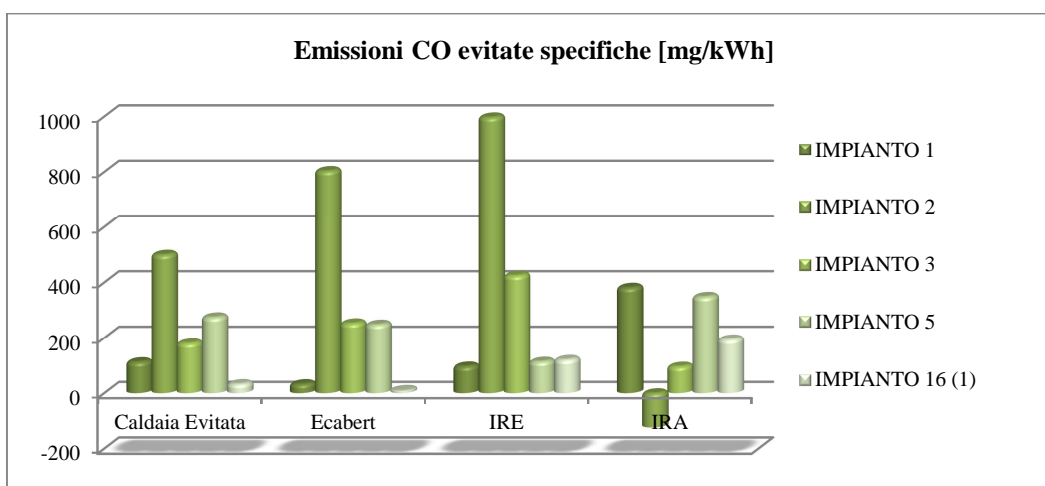


Figura 2.25 - Emissioni specifiche evitate impianti a biomassa

Nella figura 2.25 è stato tolto il riferimento dell'impianto 17 in quanto ha valori troppo elevati e non permette una buona lettura del grafico. Anche per il monossido di carbonio, come per gli ossidi di azoto, l'impianto 2 è quello che consente un maggior risparmio di emissioni secondo i metodi "caldaia evitata", *Ecabert* e *IRE* ma che con il metodo *IRA* ha un valore negativo, il che significa che è controproducente fare la cogenerazione rispetto alla produzione separata.

• PM

Analizzando la figura 2.26 dal punto di vista del risparmio di combustibile utilizzato, e di conseguenza di emissioni evitate, (metodo *Ecabert* e *IRE*) si può notare un vantaggio dell'impianto 3 confrontato con i restanti, compreso l'impianto di riferimento 17.

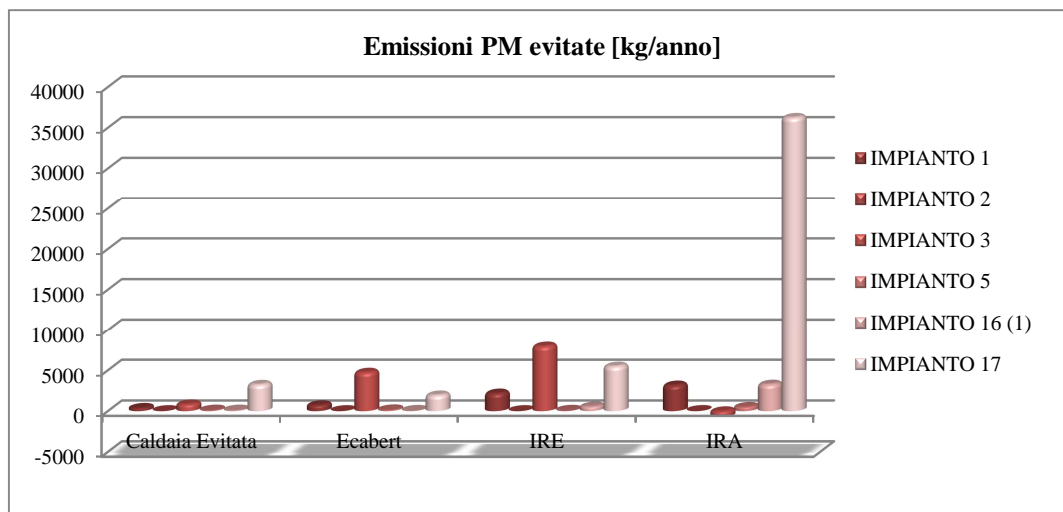


Figura 2.26 - Emissioni PM evitate

Questo andamento però non è confermato dagli altri due metodi considerati (*caldaia evitata* e *IRA*), dove risulta migliore l'impianto 17. Gli impianti 2 e 5 risultano avere un risparmio di emissioni globali molto basso, questo è dovuto al fatto che sono impianti di bassa potenzialità.

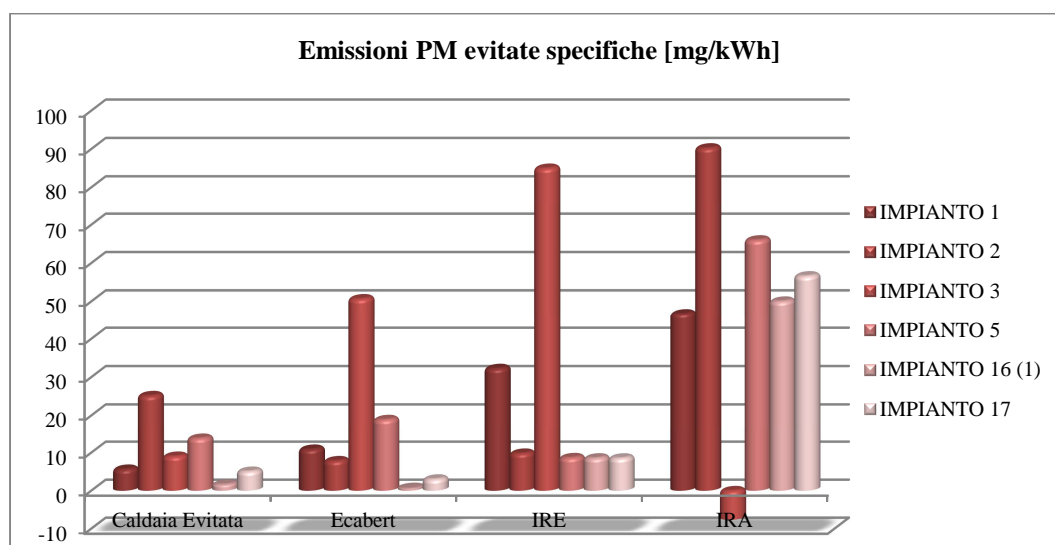


Figura 2.27 - Emissioni specifiche evitate

In questo caso è l'impianto 3 che ha valori negativi per l'*IRA* e si comporta come l'impianto 2 per il CO; questo significa che dal punto di vista delle emissioni di particolato converrebbe fare una produzione di energia separata piuttosto che un impianto cogenerativo come il 3; andamento, questo, in contrapposizione con gli andamenti degli altri tre metodi *caldaia evitata*, *Ecabert* e *IRE* dove è evidenziata la buona capacità da parte dell'impianto di risparmiare sulle emissioni di PM. Molto probabilmente questo dipende dal riferimento preso per la produzione elettrica in quanto, quando si considera solo quella termica, (*caldaia evitata*) si ha comunque un valore positivo.

2.5 *MiniBREF e tecnologie innovative di generazione elettrica*

Lo sviluppo del modello di calcolo MiniBREF è avvenuto in modo contestuale al censimento effettuato degli impianti presenti in Emilia-Romagna. Tale software è stato quindi implementato e testato sulla base dei dati degli impianti già presenti e funzionanti in Emilia-Romagna.

All'interno del software, fra le scelte possibili del motore primo, vi sono turbogas, MCI, microturbine, caldaie e cicli combinati e vi è anche la possibilità di impostare un motore primo definito dall'utente per rendere il modello ancor più flessibile.

Per quanto riguarda gli impianti innovativi ancora in forma prototipale o comunque non consolidati, a causa della difficoltà a reperire dati sugli stati interni ai cicli stessi e dati relativi ai combustibili utilizzati come ad esempio i fluidi refrigeranti per i cicli ORC, il MiniBREF non è ancora stato testato e non vi è quindi ancora la possibilità di valutare l'impatto ambientale derivante da tali impianti.

E' comunque stato predisposto per essere ampliato e integrato, nell'ottica di estendere il suo utilizzo a tutti gli impianti di futura costruzione tecnologicamente innovativi.

Bibliografia Capitolo 2

- [1] D.Lgs. 3 Aprile 2006, n 152, “*Normativa in materia ambiente*”
- [2] D.Lgs 29 Giugno 2010, n 128, “*Modifiche ed integrazione al decreto legislativo 3 aprile 2006, n 152, recante norme in materia ambientale, a norma dell’articolo 12 della legge 18 giugno 2009, n 69*”.
- [3] Mazza Andrea, *Sviluppo di un codice di calcolo per la valutazione dell’impatto ambientale dei sistemi energetici cogenerativi*, tesi presso l’Università di ingegneria di Bologna, A.A. 2008-2009, pag 43-72 (relatore: Andrea De Pascale).
- [4] “Criteri di valutazione della emissioni gassose nella cogenerazione” Michele Bianchi, Andrea De Pascale. 2008, p. 6.
- [5] *Integrated pollution prevention and control reference document on Economics and Cross-Media Effects*, Commissione Europea, Giugno 2006.
- [6] Saling P. & Kicherer A. et Al., 2002 “Eco-efficiency Analysis by BASF. The method” The international Journal of Life Cycle Assessment: vol. 7, no. 4, p 203 – 218
- [7] AEEG 42/02, Condizioni per il riconoscimento della produzione combinata di energia elettrica e calore come cogenerazione ai sensi dell’articolo 2, comma 8, del decreto legislativo 16 marzo 1999, n. 79;
- [8] Decreto legislativo 128 del 29 giugno 2012, “Modifiche ed integrazioni al decreto legislativo 3 aprile 2006, n. 152, recante norme in materia ambientale, a norma dell’articolo 12 della legge 18 giugno 2009, n. 69.”

Capitolo 3

3.1 *ORC – Cicli Rankine a fluido organico*

Come emerso anche dal capitolo 2, negli ultimi decenni, il massiccio utilizzo di combustibili fossili ha portato a seri problemi ambientali tra cui l'inquinamento dell'aria, il riscaldamento globale, la riduzione dello strato d'ozono e le piogge acide. E' nell'ottica della loro riduzione e di un utilizzo più efficiente delle risorse che è diventata una necessità riuscire a sfruttare le sorgenti termiche a medio - bassa temperatura che, pur essendo numerosissime, restano spesso inutilizzate. Attualmente una delle più importanti tecnologie per la trasformazione su larga scala dell'energia termica in energia elettrica è il ciclo Rankine a vapore, il quale però risulta inadatto per le applicazioni di medio - piccola scala atte a sfruttare sorgenti di calore a bassa entalpia. In questo caso infatti un ciclo Rankine a vapore risulta sconveniente perché presenta diverse problematiche:

- Surriscaldamento necessario per evitare la condensazione durante l'espansione
- Rischio di erosione delle palette della turbina
- Turbine multistadio ad alta velocità periferica e grande sollecitazione meccanica, complesse e costose
- grandi volumi (alle ridotte pressioni e temperature alle quali è necessario far condensare il fluido)

Per poter sfruttare le sorgenti a bassa entalpia sono stati proposti e studiati vari cicli termodinamici fra i quali, il ciclo Rankine organico (ORC – “Organic Rankine cycle”) risulta quello di struttura più semplice, più affidabile e di più facile manutenzione. Gli ORC hanno la stessa configurazione di un ciclo termodinamico Rankine che, però, anziché utilizzare l'acqua, utilizzano un appropriato fluido organico a più elevata massa molecolare e a più bassa temperatura di evaporazione. Come verrà approfondito in seguito, il fluido può essere un refrigerante, un idrocarburo (butano, pentano, esano, ecc.), un olio silconico, un perfluorocarburo, un gas Freon, una miscela di idrocarburi ecc. Questi sistemi possono essere applicati per sfruttare una grande varietà di sorgenti termiche fra le quali: i flussi termici di scarto di processi industriali (WHR – “Waste Heat Recovery”), il calore fornito da pannelli solari a concentrazione (CSP – “concentration solar panels), dalla combustione di biomasse e dall'energia geotermica. Possono inoltre essere accoppiati ad altri cicli termodinamici per aumentarne l'utilizzazione energetica come ad esempio generatori termoelettrici convenzionali o nucleari, celle a combustibile, motori a combustione interna, cicli Brayton ecc.

3.2 *Layout di un ORC*

Il layout di un ORC è simile a quello di un impianto a ciclo Rankine a vapore tradizionale e prevede cioè una pompa, un evaporatore, un espansore collegato ad un generatore elettrico ed un condensatore. Commercialmente le variazioni all'architettura di base di un ORC sono solitamente più limitate rispetto ai cicli a vapore e generalmente non dispongono di spillamenti dalla turbina e surriscaldamenti ripetuti. Molto comune è invece l'inserimento di un recuperatore di calore che opera fra l'uscita della pompa e l'uscita dell'espansore, in modo da sfruttare il calore del vapore all'uscita dell'espansore per preriscaldare il liquido in entrata nell'evaporatore, diminuendo così il calore necessario per vaporizzare il fluido ed aumentando l'efficienza di ciclo (Figura 3.1a-3.1b). In ambito di ricerca scientifica, invece, sono state esaminate e simulate altre possibili configurazioni di ORC con l'obiettivo di aumentarne

il rendimento (es. ORC con recuperatore e surriscaldatore, ORC con recuperatore e rigeneratore, ORC con rigenerazione [1]).

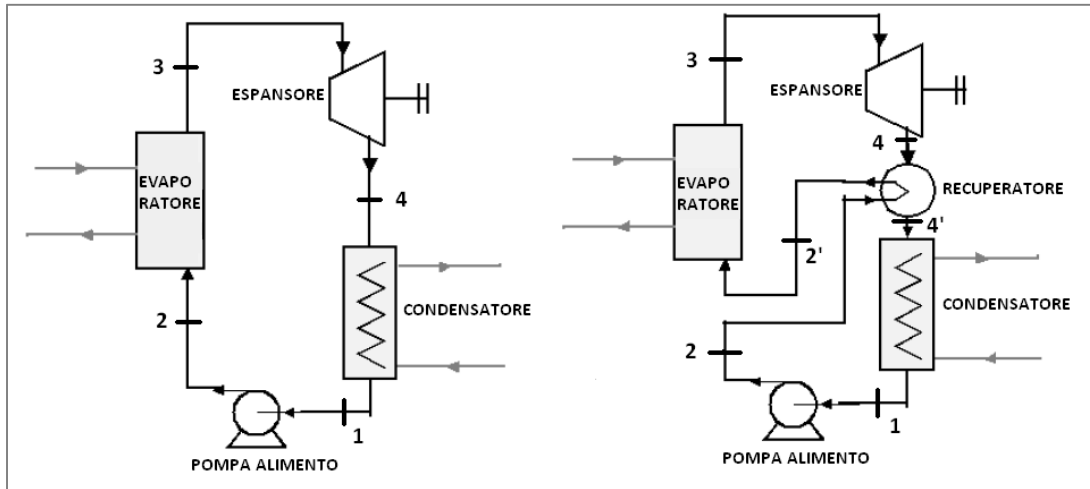


Figura 3.1a – Schema di impianto di un ORC senza e con recuperatore

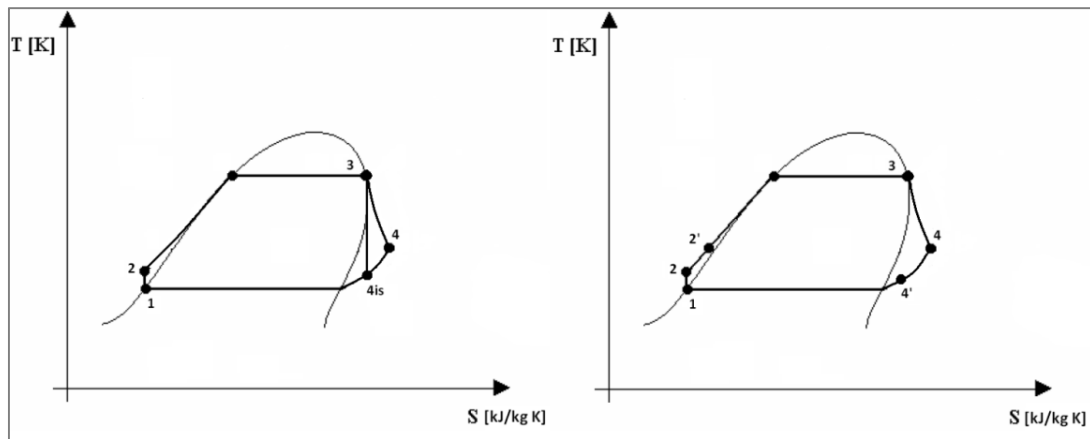


Figura 3.1b – Diagramma termodinamico di un ORC senza e con recuperatore

Modello termodinamico del ciclo

Per ciascun componente si possono applicare le prime due leggi della termodinamica¹ per effettuare i bilanci di energia ai componenti e per calcolare gli indici di performance.

- L'equazione del bilancio di energia:

$$\sum_i E_i + \dot{Q} = \sum_o E_o + \dot{W}$$

Le leggi termodinamiche che regolano le trasformazioni del ciclo ORC base:

- 1-2 compressione adiabatica:

$$I. \quad \text{potenza pompa: } \dot{W}_p = \frac{\dot{m}_f(h_1 - h_{2is})}{\eta_p}$$

¹ Le equazioni dei due principi fondamentali della termodinamica:

I. $\partial Q = dh + \partial L_{utile}$

II. $dS = \frac{\partial Q}{T} + dS_{irr}$

- 2-3 evaporazione isobara del fluido:
 - I. calore assorbito dal fluido: $\dot{Q}_E = \dot{m}_f(h_3 - h_2)$
- 3-4 espansione adiabatica:
 - I. potenza dalla turbina $\dot{W}_T = \dot{m}_f(h_3 - h_{4is})\eta_T$ con: $\eta_T = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4is}}$
rapporto di espansione volumetrico: $VER = \frac{v_{out}}{v_{in}}$ con: $V_{in} = \dot{m}_f v_{in}$ e $V_{out} = \dot{m}_f v_{out}$
- 4-1 condensazione isobara:
 - I. calore rilasciato: $\dot{Q}_C = \dot{m}_f(h_1 - h_4)$

Indicatori di performance termodinamica:

- Rendimento del ciclo ORC:

$$\eta_{ORC} = \frac{P_{ORC}}{Q_{in_ORC}} = \frac{L_{ORC}}{q_{in_ORC}} = \frac{(h_1 - h_2)\eta_{el}\eta_O}{h_1 - h_3}$$

- Rendimento di recupero da sorgente calda

$$\eta_{REC} = \frac{P_{ORC}}{Q_{in_ORC}} = \frac{P_{ORC}}{Q_{in_ORC}} \times \frac{Q_{in_ORC}}{Q_{HOT}} = \eta_{ORC} \times \varepsilon$$

$$\text{Dove: } \varepsilon = \frac{Q_{in_ORC}}{Q_{HOT}} = \frac{m_{ORC}(h_1 - h_3)}{m_{HOT}c_p(T_{HOT} - T_{min})}$$

$Q_{in_ORC} = m_{HOT} \times c_p \times (T_{HOT} - T_{min})$ e T_{min} = temperatura a cui si potrebbero raffreddare i gas della sorgente

$$\varepsilon = \frac{T_{hot} - T_{out}}{T_{hot} - T_{min}}$$

- Rendimento rispetto al combustibile in input

Considerando una sorgente di calore con combustibile noto

$$\eta_{TOT} = \frac{P_{ORC}}{F} \quad \text{con } F = m_{fuel} \times LHV$$

$$Q_{HOT} = F \times \eta_{comb} \quad \Rightarrow \eta_{TOT} = \frac{P_{ORC}}{Q_{HOT}} \times \eta_{comb} = \eta_{ORC} \eta_{comb} \varepsilon$$

Indicatori economici [2]:

- Rapporto fra area di scambio e potenza: $APR = \frac{A_{tot}}{P_{ORC}}$

con A_{tot} = area totale di scambio del sistema

- Costo “livellato” dell’energia: $LEC = \frac{\text{costo totale del sistema}}{\dot{W}_{net}} = \frac{CRF \cdot CC + COM}{AE}$

con AE: potenza in uscita annuale dall’impianto

CC : costo capitale dell’impianto

COM : costi per O&M (operativi e di manutenzione) circa il 1,5% del CC

CRF : recupero costo capitale

3.3 Confronto fra ORC e ciclo Rankine a vapore

La differenza principale fra ORC e Rankine a vapore consiste nel diverso fluido di lavoro. I fluidi organici utilizzati negli ORC differiscono dall'acqua² soprattutto per quanto riguarda il peso molecolare e la temperatura di ebollizione, ma anche per altre proprietà. La tabella 3.1 mostra in sintesi il confronto fra le proprietà dell'acqua e le proprietà di un fluido lavoro organico di un ORC.

La scelta del fluido organico motore, che gioca un ruolo fondamentale ai fini dell'ottimizzazione del rendimento termodinamico e dell'impatto ambientale, è solitamente fatta in funzione della temperatura della sorgente termica a disposizione e risulta un'operazione complicata principalmente per due ragioni. La prima è la grande varietà di tipologie di sorgenti e di condizioni di lavoro; si può infatti passare dagli 80°C di una sorgente di bassa temperatura (es. applicazioni geotermiche, e con CSP), ai 500 °C di una sorgente a medio-alta temperatura (es. applicazione a biomassa). La seconda è il grande numero di sostanze che hanno le caratteristiche adatte per essere utilizzate. Esistono infatti centinaia di sostanze "candidate" fra le quali ci sono ad esempio: idrocarburi (HC), clorofluorocarburi (CFC), idroclorofluorocarburi (HCFC), idrofluorocarburi (HFC), perfluorocarburi (PFC), silossani, alcoli, aldeidi, eteri, idrofluoroeteri (HFE), amine, miscele e sostanze inorganiche (incluse perché hanno dei comportamenti simili a quelle organiche).

Tabella 3.1 - Confronto Acqua e fluido organico

FLUIDO	Acqua (ciclo Rankine a Vapore)	Composto organico (ORC)
Pressione critica (P_c)	Alta	Bassa
Temperatura critica (T_c)	Alta	Bassa
Punto di ebollizione	Alto	Basso
Pressione di condensazione	Bassa	Accettabile
Calore specifico	Alto	Basso
Viscosità	Bassa	Relativamente alta
Infiammabilità	No	Sì, dipende dal fluido
Tossicità	No	Sì
Impatto ambientale	No	Alto, dipende dal fluido
Disponibilità	Disponibile	Problemi di fornitura
Costo	Basso	Alto

Il basso punto di ebollizione (che per molti fluidi organici, a pressione atmosferica, è minore di 100°C e per alcuni addirittura inferiore a 0°C) permette di recuperare il calore da sorgenti a bassa temperatura, mentre l'elevato peso molecolare (circa 10 volte maggiore rispetto all'acqua) consente l'utilizzo di turbine con un diametro minore e di condensatori di più piccole dimensioni. Ciò nonostante il calore latente di evaporazione dei fluidi organici, essendo circa 10 volte minore rispetto all'acqua, comporta un flusso di massa maggiore negli ORC e per questo è necessario installare pompe alimento più grandi [3]. Il consumo della pompa, essendo proporzionale alla portata volumetrica del liquido e alla differenza di pressione, risulta più grande nei cicli ORC. Un ciclo Rankine a vapore infatti ha una portata di acqua piuttosto bassa ed ha un BWR (back work ratio che rappresenta il rapporto fra la potenza della pompa e la

² Caratteristiche termodinamiche dell'acqua:

- Peso molecolare: 18 kg/kmol
- Punto di ebollizione: 373,15 K - 101,325 kPa
- Punto di congelamento: 273,15 K - 101,325 kPa
- Punto triplo: 273,16 K - 0,611 kPa
- Punto critico: 647 K - 22,06 MPa
- Calore latente: 2256,6 kJ/kg - 101,325 kPa
- Calore specifico: 4,18 kJ/kgK

potenza della turbina) tipicamente uguale a 0,4%, mentre per esempio un ORC ad alta temperatura che utilizza toluene ha un BWR circa del 2-3 %. Per un ORC a bassa temperatura che usa R134a il valore è ancora più alto, attorno al 10%. In linea generale si può affermare che più bassa è la temperatura critica, più alto è il BWR [3]. Per quanto riguarda la progettazione della turbina, nei cicli Rankine a vapore si usano turbine ad alto numero di stadi poiché si ha un alto rapporto fra le pressioni ed una grossa caduta di entalpia del vapore d'acqua. Negli ORC invece si usano solitamente turbine ad uno stadio poiché si ha una più bassa caduta di entalpia del fluido. Questo porta a velocità di rotazione e a velocità periferiche della turbina più basse. La prima permette il collegamento diretto al generatore elettrico senza il bisogno di un riduttore di giri (vantaggioso specialmente per impianti di piccola taglia) mentre la seconda riduce lo stress sulle pale della turbina e semplifica notevolmente la progettazione. Un'altra importante differenza è che la caldaia di un ORC non necessita dell'installazione di un separatore di vapore e di un relativo sistema di ricircolo poiché il fluido organico presenta una piccola differenza di densità fra la fase vapore e la fase liquida (al contrario, nei cicli a vapore la bassa densità del vapore può generare una forte diversità di scambio di calore e di perdita di pressione fra le due fasi) e perciò le rispettive sezioni di scambio (preriscaldatore, evaporatore e surriscaldatore) possono essere tutte contenute in un unico scambiatore ad alta pressione. Il fluido lavoro organico di solito non viene evaporato direttamente dalla sorgente di calore (es. bruciatore di biomassa) ma da un fluido termovettore che circola all'interno di un circuito secondario. Questo semplifica molto il recupero del calore poiché l'olio diatermico può essere mantenuto a pressione ambiente e non c'è la necessità di impiegare un operatore di caldaia presente sul posto. I fluidi organici allo stato vapore non raggiungono mai altissime temperature. La temperatura di ingresso negli espansori ORC infatti, è solitamente minore di 350-400°C mentre negli impianti Rankine a vapore, visto il vincolo del necessario surriscaldamento, la temperatura di ingresso in turbina deve essere superiore ai 450°C con il conseguente aumento degli stress termici nel boiler e sulle pale della turbina ed un incremento dei costi [3]. Per quanto riguarda i livelli di alta pressione, negli ORC si arriva al massimo a 30 bar, mentre nei Rankine a vapore si arriva a 60-70 bar con un conseguente aumento della complessità e del costo del boiler [3]. Per quanto riguarda la pressione di condensazione, essa dovrebbe essere mantenuta maggiore di quella atmosferica. I fluidi organici con bassa temperatura critica come l'R245fa, R123 e R134a a temperatura ambiente riescono a garantire ciò, mentre i fluidi con alta temperatura critica come esano e toluene, hanno una pressione di condensazione, a temperatura ambiente, sottoatmosferica. Anche l'acqua ha una pressione di condensazione minore dei 100mbar. Per la condensazione degli ORC si utilizza solitamente una sorgente di acqua esterna oppure aria. Gli impianti ORC, inoltre, si prestano bene alla possibilità di produzione combinata di energia elettrica e termica (CHP- combined heat and power) in quanto l'acqua utilizzata per la condensazione del fluido di lavoro può essere inviata ad un'utenza termica.. Il punto critico è molto importante poiché suggerisce i range di temperatura e pressione utilizzabili. Decidendo infatti di lavorare con cicli sottocritici, più è basso il valore della pressione critica, più è limitato il valore della pressione evaporativa del ciclo e così il lavoro prodotto della turbina. Per quanto riguarda l'efficienza di ciclo, gli ORC di ultima generazione ad alta temperatura, non superano il 24%, mentre i cicli Rankine a vapore superano il 30%. I rispettivi vantaggi dei cicli ORC e dei cicli Rankine a vapore sono riassunti nella tabella 3.2.

Viste le loro caratteristiche gli ORC sono più interessanti in un range di medio - bassa potenza, e si rendono maggiormente adatti per una generazione di potenza decentralizzata. Per i range di alta potenza, al contrario, si preferisce il ciclo Rankine a vapore. Come abbiamo visto le caratteristiche termo-fisiche del fluido sono dunque molto importanti poiché influiscono sulla progettazione della turbina e degli scambiatori di calore e conseguentemente sull'aspetto economico. I fluidi di lavoro possono essere divisi in tre categorie a seconda della forma della curva di saturazione del vapore sul piano T-s la quale influisce sull'applicabilità, l'efficienza e il layout dell'impianto.

Tabella 3.2 - Vantaggi ORC vs vantaggi ciclo Rankine a vapore

Vantaggi ORC	Vantaggi ciclo Rankine a vapore
No surriscaldamento	Più alta efficienza
Temperatura di ingresso in turbina più bassa	Basso costo del fluido
Compattezza (densità fluido più alta)	Fluido “environmental friendly”
Più bassa pressione di evaporazione	Basso consumo della pompa
Più alta pressione di condensazione	Fluido stabile chimicamente
No trattamento dell’acqua e no deareatore	
Progettazione turbina più semplice	
Caldaia senza ricircolazione	
Recupero di calore a bassa temperatura	

Si distinguono in (Figura 3.2) :

- 1) wet fluid: curva di saturazione del vapore con pendenza negativa (es, acqua , ammonia, R12).
- 2) dry fluid: curva di saturazione del vapore con pendenza positiva (es, benzene, R134a, R113)
- 3) isentropic fluid: perpendicolare all’asse s (es. R142b, fluorinol 85)

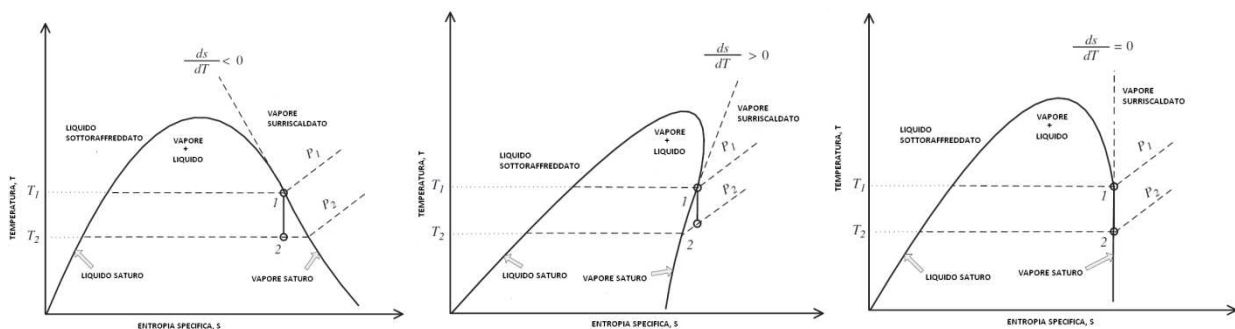


Figura 3.2 – Diagramma T-s per fluidi umidi, secchi e isoentropici

Se si considera un ORC senza surriscaldatore si nota che, partendo dallo stato di vapore saturo (punto 1) l’espansione (isoentropica) in turbina, nel caso di un fluido secco porta allo stato di vapore surriscaldato, mentre, nel caso di un fluido isoentropico il vapore saturo all’ingresso dell’espansore resta tale fino all’uscita, senza condensazione. Nel caso di fluido umido, invece, si ha la presenza di gocce di condensato in turbina che ne riducono il rendimento isoentropico e potrebbero danneggiarla a causa degli urti erosivi sulla palettatura. In quest’ultimo caso è dunque necessario surriscaldare (tipicamente il valore minimo accettabile del titolo all’uscita della turbina è 85%). I “dry” e gli “isentropic fluids” , non necessitando di un surriscaldamento prima dell’iniezione in turbina, permettono perciò di fare a meno di tutto l’apparato per il surriscaldamento diminuendo significativamente il costo dell’impianto ed inoltre, evitando la condensazione durante l’espansione, portano ad un’estensione fino ai 30 anni della vita della turbina (contro i 15-20 anni di una turbina a vapore). Va detto però che i “dry fluids” hanno lo svantaggio di completare l’espansione in turbina nello stato di gas surriscaldato e di conseguenza il carico che grava sul condensatore sarà maggiore. In questo caso si utilizza (come già visto) uno scambiatore interno rigenerativo che permette di recuperare il calore sensibile del vapore, una soluzione che però fa crescere la complessità del sistema e l’investimento iniziale; si rendono per questo necessarie

delle valutazioni economiche in termini di trade-off. Secondo Hung et al. [4], la persistente saturazione durante l'espansione e il fatto che non ci sia bisogno dell'installazione di un rigeneratore rende gli "isentropic fluids" ideali per lavorare negli ORC. Gli unici problemi che possono dare riguardano il loro costo, la stabilità chimica e la sicurezza. Gli stessi autori, nelle loro più recenti ricerche per studiare l'influenza della curva di saturazione del vapore sull'efficienza e le irreversibilità del sistema, hanno evidenziato che alcuni "wet fluids" (R-11 e R-12) con una pendenza della curva molto elevata (quasi verticale e perciò simile agli isentropici) sono più performanti in termini di efficienza di conversione energetica rispetto ai "dry fluids". Infatti, nella pratica con i dovuti arrangiamenti le condizioni del fluido all'uscita della turbina possono essere "aggiustate" per cadere sulla curva di saturazione col vantaggio di non avere vapore umido in espansione e di non aver bisogno di usare un rigeneratore per ridurre il carico al condensatore. Va detto però che essi non sono sempre adatti per i sistemi ORC quando si considerano le altre proprietà termofisiche (ad esempio l'R-12 ha una più bassa conduttività termica ed un più basso calore latente rispetto agli altri wet fluids e questo porta ad un trasferimento di calore e ad un recupero di calore meno efficienti e perciò ad un calo di efficienza del sistema). Sempre Hung e altri [4] hanno trovato che compiendo il surriscaldamento (per sistemi che operano fra due curve isobare) l'efficienza cresce nel caso di "wet fluids" mentre decresce per i "dry fluids" e che con gli "isentropic fluids" si raggiunge un valore circa costante di temperatura all'ingresso della turbina. Nel caso di alta pressione, invece, il surriscaldamento riesce ad aumentare di poco l'efficienza del sistema. I medesimi autori evidenziano inoltre la proprietà che hanno i "dry" e gli "isentropic fluids" di ridurre l'area di lavoro netto nel diagramma T-s. Alcune pubblicazioni [4,5] mostrano che il rendimento di secondo principio diminuisce con la temperatura in entrata della turbina a causa di un incremento dell'irreversibilità e che l'efficienza termica del ciclo è una debole funzione della temperatura in ingresso della turbina e perciò che il surriscaldamento non è necessario per i fluidi organici. Di conseguenza l'efficienza ottima di un ORC con dry fluid può essere raggiunta quando il fluido opera lungo la curva di saturazione senza surriscaldamento [6]. Come già accennato, un'altra caratteristica importante è che i "dry fluids" e gli "isentropic fluids" hanno salti entalpici attraverso l'espansione molto più bassi rispetto al vapore d'acqua e per questa ragione negli ORC viene usualmente utilizzata una turbina a singolo stadio.

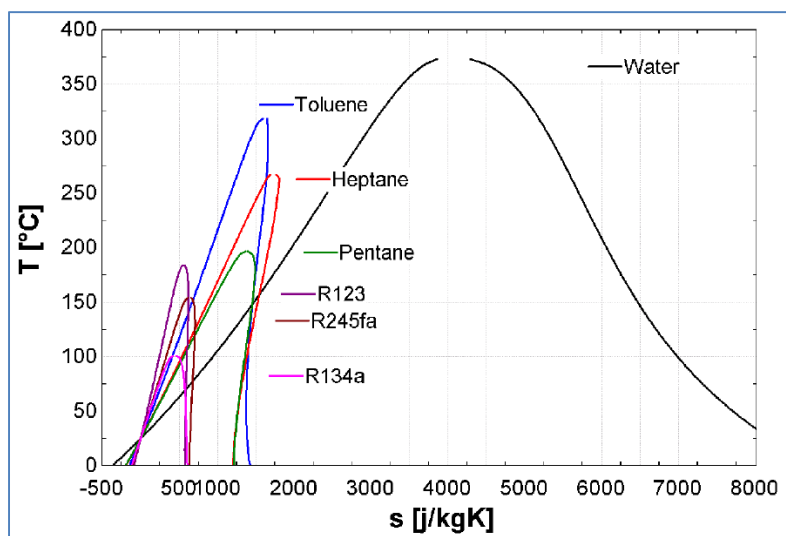


Figura 3.3 – Diagramma T-s di alcuni fluidi organici

Dalle curve in figura 3.3, si nota che la differenza di entropia fra la curva di liquido saturo e di vapore saturo è molto più grande nel caso dell'acqua (calore latente), così come lo è la differenza di entalpia. Con l'utilizzo di fluidi organici

si rende perciò necessaria una portata di massa maggiore per assorbire la stessa potenza termica e conseguentemente si ha un maggior consumo della pompa.

3.4 La scelta del fluido

Il tema della selezione del fluido motore è stato affrontato in numerosi lavori scientifici tramite l'applicazione di un metodo di "screening". Questa metodologia consiste nel costruire un modello di simulazione (stazionario), nel farlo "girare" con differenti fluidi "candidati" [7] ed infine operare un confronto far questi tramite una valutazione degli indicatori delle performance termodinamiche. Il modello utilizzato può essere più o meno dettagliato e gli indicatori di performance del ciclo possono variare da una pubblicazione all'altra. Nonostante i numerosi studi fatti non è mai stato individuato alcun fluido considerato universalmente "ottimo" per applicazioni ORC. I motivi alla base di ciò sono i seguenti:

- Il numero dei fluidi "candidati" varia a seconda della pubblicazione.
- Differenti sorgenti di calore e differenti condizioni di lavoro (come il range di temperatura) portano all'individuazione di differenti fluidi "ottimi" e diventa quindi fondamentale la temperatura della sorgente per la scelta.

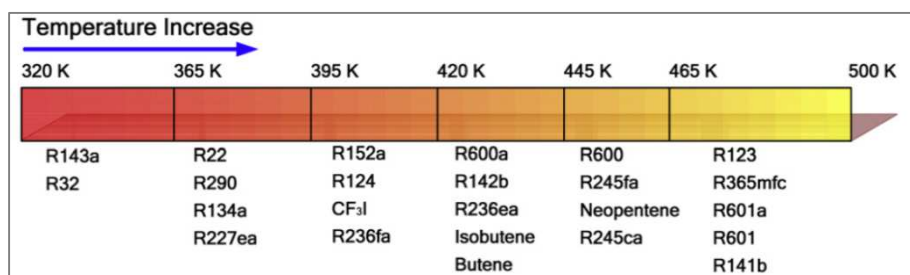


Figura 3.4 – Scelta dl fluido in funzione della temperatura di sorgente [8]

- Differenti indicatori di performance portano a differenti fluidi "ottimi". A seconda dell'applicazione infatti cambia la funzione oggetto dell'ottimizzazione. In applicazioni CHP solitamente si massimizza l'efficienza termica, mentre in WHR si massimizza la potenza in uscita
- Alcuni autori considerano l'impatto ambientale (ODP, GWP), l'inflammabilità e la tossicità del fluido mentre altri no.

Dal momento che, come detto, nessun fluido può essere etichettato come ottimo, lo studio dei fluidi candidati dovrebbe essere integrato nella progettazione di ciascun sistema ORC e, per operare la scelta migliore, si dovrebbero tenere in considerazione, oltre agli indici di performance termodinamica, anche gli altri parametri quali l'investimento economico, la massima pressione e temperatura sopportabile, l'impatto ambientale e parametri caratteristici della progettazione di compressore e turbina. In letteratura si trovano solo pochi studi che includono questi parametri addizionali, principalmente a causa della difficoltà nel definire una funzione adatta ad una ottimizzazione multi obiettivo. Alcuni di questi studi per esempio, operano la selezione del fluido prendendo in considerazione l'area necessaria dello scambiatore, la dimensione della turbina, il costo del sistema, la pericolosità ecc...Da questi si può dedurre che considerando anche altri aspetti si può arrivare a un selezione del fluido diversa da quella "normale". In definitiva questi metodi più estesi dovrebbe essere preferibili a semplici prove delle prestazioni termodinamiche dei fluidi candidati. Nonostante i diversi approcci e risultati degli "screening" presentati nei vari lavori pubblicati, si

possono individuare delle caratteristiche comuni che dovrebbero essere prese in considerazione per la scelta del fluido più appropriato a lavorare in un ORC [9]:

1) ***Buona performance termodinamica del fluido***

Il fluido lavoro dovrebbe garantire, per una data sorgente, la massima efficienza possibile (o la massima potenza di output). Essa però dipende da numerose proprietà termodinamiche interdipendenti (punto critico, calore specifico, densità, fattore acentrico, ecc.)

2) ***Densità del vapore alta***

Rappresenta un parametro importantissimo specialmente per i fluidi che presentano una pressione di condensazione molto bassa (es. oli silconici). Una bassa densità infatti si traduce in una portata in volume maggiore che provoca un aumento delle cadute di pressione nello scambiatore e un conseguente aumento delle dimensioni dello scambiatore. (Le cadute di pressione infatti aumentano con la radice della velocità del fluido perciò alte portate di volume necessitano un aumento del diametro idraulico dei condotti) [3]. Similmente anche la dimensione dell'espansore, essendo approssimativamente proporzionale alla portata di volume, deve essere aumentata. L'aumento di dimensione dei componenti, si traduce inoltre in un aumento del costo dello stesso [7]. Si deve però considerare che alte portate volumetriche possono permettere la predisposizione di turbo espansori, per i quali la dimensione non è un parametro cruciale [9]. Ipotizzando di trascurare ogni influenza del numero di Reynolds, l'efficienza isoentropica dell'espansore può essere espressa attraverso i seguenti due parametri [10]:

- size parameter: $SP = \frac{\sqrt{\dot{V}_{out}}}{\sqrt[4]{\Delta H_{is}}} = \frac{\sqrt{\frac{\dot{m}_{out}}{\rho_{out}}}}{\sqrt[4]{\Delta H_{is}}}$ che tiene conto della dimensione della turbina
- “volume flow ratio”: $VFR = \frac{\dot{V}_{out}}{\dot{V}_{in}} = \frac{\rho_{in}}{\rho_{out}}$ che tiene conto della variazione del volume specifico attraverso la turbina in un processo isoentropico.

Un più alto valore di SP porta a dimensioni di turbina più grandi [10] e questo significa che più alte densità all'uscita della turbina abbassano il valore di SP e perciò la turbina risulta essere di dimensioni più piccole. Più bassi valori di VFR portano a efficienze maggiori. Secondo Maizza e al [11] per avere efficienze maggiori dell'80% il VFR dovrebbe essere minore di 50. Si può dunque affermare che i fluidi con una più alta densità hanno bisogno di componenti di dimensioni più ridotte per la stessa produzione di potenza.

3) ***Alta Conduttività***

Deve essere alta per ottenere un alto coefficiente di trasmissione del calore e migliorare il trasferimento di calore nello scambiatore. In tabella 3.3 le conduttività termiche di differenti fluidi organici e dell'acqua in condizioni di liquido saturo a 60°C.

Tabella 3.3 - Conduttività termica dei vari fluidi a 60 °C in condizioni di liquido saturo [12]

Fluido	Conduttività termica [W/mK]
Acqua	0,651
R125	0,041
R410A	0,070
R143A	0,053
R227	0,040
R32	0,109

4) **Bassa viscosità**

Una bassa viscosità sia del liquido che del vapore permette di avere un alto coefficiente di trasmissione termica e basse perdite di attrito nei condotti degli scambiatori. La viscosità è inversamente proporzionale alla temperatura del fluido. Di seguito in tabella 3.4, i valori di viscosità dinamica di alcuni refrigeranti in condizione di liquido saturo.

Tabella 3.4 - viscosità dinamica dei diversi fluidi a diverse temperature [13]

T(K)	η (mPa·s)	T(K)	η (mPa·s)	T(K)	η (mPa·s)	T(K)	η (mPa·s)
WATER		R13B1		R113		R143a	
273,15	1,787			273,15	0.9369	273,15	0.1621
283,15	1,307	273,15	0.1971	283,15	0.8057	283,15	0.1443
293,15	1,002	283,15	0.1781	293,15	0.7032	293,15	0.1286
303,15	0,798	293,15	0.1610	303,15	0.6175	303,15	0.1151
313,15	0,653	303,15	0.1458	313,15	0.5467	313,15	0.1031
323,15	0,547	313,15	0.1323	323,15	0.4868	323,15	0.0925
333,15	0,467			333,15	0.4356		
343,15	0,404	R22		343,15	0.3918	R114	
353,15	0,355			353,15	0.3530	273,15	0.4760
R11		273,15	0.2127			283,15	0.4193
		283,15	0.1921	R123		293,15	0.3714
273,15	0.5337	293,15	0.1740	273,15	0.5659	303,15	0.3307
283,15	0.4761	303,15	0.1579	283,15	0.4993	313,15	0.2954
293,15	0.4274	313,15	0.1434	293,15	0.4435	323,15	0.2652
303,15	0.3863	323,15	0.1305	303,15	0.3967	333,15	0.2387
313,15	0.3506			313,15	0.3569	343,15	0.2149
323,15	0.3190	R152a		323,15	0.3224	353,15	0.1939
333,15	0.2921			333,15	0.2918		
343,15	0.2677	273,15	0.2138	343,15	0.2650	R134a	
353,15	0.2457	283,15	0.1914	353,15	0.2412	273,15	0.2728
R12		293,15	0.1720			283,15	0.2411
		303,15	0.1550	R123a		293,15	0.2139
273,15	0.2564	313,15	0.1399	273,15	0.5974	303,15	0.1904
283,15	0.2317	323,15	0.1265	283,15	0.5261	313,15	0.1697
293,15	0.2100	333,15	0.1145	293,15	0.4671	323,15	0.1515
303,15	0.1910	343,15	0.1036	303,15	0.4170	333,15	0.1354
313,15	0.1739			313,15	0.3738	343,15	0.1210
323,15	0.1585			323,15	0.3370		
333,15	0.1446			333,15	0.3050		
343,15	0.1320			343,15	0.2766		
				353,15	0.2511		

5) **Pressione di evaporazione accettabile**

Il fluido deve garantire una pressione di evaporazione non eccessivamente elevata tale da consentire di non avere problemi di costo elevato ed elevata complessità tipici dei sistemi ad alta pressione.

6) *Calore latente di evaporazione*

Dipende dal tipo di fluido e dalla temperatura di evaporazione. E' un parametro termodinamico importantissimo perché influenza fortemente il calore in ingresso del sistema e perciò la sua dimensione e il costo dei collettori. Un fluido con elevato calore latente di evaporazione, infatti, è in grado di assorbire più calore nell'evaporatore e ciò implica una portata in massa minore di fluido nel sistema che consente di poter ridurre la dimensione dell'impianto stesso e la potenza consumata dalla pompa. Secondo Mazza et al [11] un alto calore latente di evaporazione (e un basso calore specifico del liquido), tipico di fluidi con pendenza quasi verticale, permette alla maggior parte del calore disponibile di essere somministrato durante il cambio di fase, evitando così la complessità della rigenerazione. Secondo Chen e al. [14] invece, i fluidi con calore latente di evaporazione più alto danno un più alto lavoro specifico all'uscita quando la temperatura e altri parametri sono definiti. Secondo altre ricerche [35] tuttavia, quando la sorgente è costituita da calore di scarto industriale (WHR) o da fonte geotermica, è meglio utilizzare un fluido organico con più basso calore latente di evaporazione, in modo che il processo di trasferimento del calore avvenga a temperatura maggiormente variabile e il profilo di temperatura del fluido segua di più il profilo del fluido caldo. In questo modo, la differenza di temperatura nello scambiatore si riduce e le irreversibilità diminuiscono. (Figura 3.5.

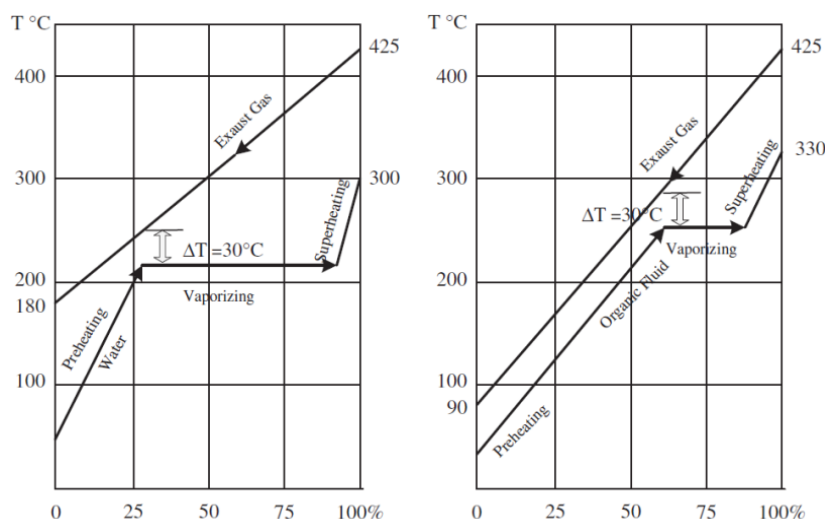


Figura 3.5 – Effetti del calore latente di evaporazione sul processo di trasferimento del calore

7) *Calore specifico del liquido*

Secondo alcune pubblicazioni [14,16], il calore specifico del liquido deve mantenersi sufficientemente basso in modo da abbassare il lavoro della pompa e aumentare indirettamente il lavoro in uscita dal ciclo; in altri studi [17], invece, si deduce che non c'è una relazione diretta fra lavoro specifico (o lavoro totale) della pompa e il calore specifico del liquido (tabella 3.5); ad esempio in riferimento ai due fluidi R236ea e al R227ea si nota che un aumento di c_{pl} può portare ad un più basso lavoro di pompa. Dall'espressione per il lavoro della pompa [17] infatti

$$W_p = \dot{m}_f w_p = \dot{m}_f (P_e - P_c) v_l / \eta_p$$

si può notare che non c'è una relazione diretta fra il lavoro specifico (o totale) della pompa e il calore specifico del liquido. In conclusione un basso calore specifico non è necessario.

Tabella 3.5 – lavoro specifico, lavoro totale della pompa e calore specifico per alcuni fluidi selezionati ($T_e=80^\circ\text{C}$, $T_c=30^\circ\text{C}$) [17]

Working fluids	w_p [kJ/kg]	W_p [kW]	C_{pt} [kJ/kg/K]
Propylene	5.24	95.29	2.73
Propane	5.2	88.41	2.78
R1234yf	2.25	86.2	1.42
R227ea	1.37	62.13	1.20
R134a	1.91	59.59	1.45
R1234ze	1.78	54.18	1.40
RC318	0.96	43.37	1.13
R152a	1.96	39.74	1.83
R600a	2.47	34.82	2.46
R236fa	0.99	31.79	1.28
R236ea	0.76	22.07	1.27
R245fa	0.69	16.25	1.33
R245ca	0.47	10.32	1.34
MM	0.1	1.81	1.92
Cyclohexane	0.14	1.54	1.85
Benzene	0.11	1.22	1.75
Toluene	0.06	0.59	1.72
MDM	0.01	0.29	1.83

8) Punto critico

Solitamente si preferiscono i fluidi con alta temperatura critica e pressione critica perché permettono di lavorare a più alte pressioni di evaporazione e di conseguenza produrre un più alto lavoro in uscita. Infatti più è elevato il rapporto fra le due pressioni di ciclo, più alto è il lavoro prodotto. Inoltre secondo Liu e al. [18], per date temperatura di condensazione ed evaporazione, una buona efficienza del ciclo è raggiungibile soltanto usando fluidi con una alta temperatura critica (sebbene l'efficienza del sistema sia una funzione debole della T critica). In conclusione del loro lavoro essi suggeriscono chiaramente che l'efficienza dell'impianto potrebbe essere ulteriormente migliorata selezionando dei fluidi con punto critico più alto; secondo Chen e al.[19], i fluidi con una temperatura critica inferiore ai 27°C non sono da prendere in considerazione. Come noto, per aumentare il rapporto fra le pressioni si hanno due alternative: si può abbassare la pressione di condensazione oppure aumentare quella di evaporazione. La pressione di condensazione è difficilmente riducibile poiché è dettata dalla temperatura di condensazione la quale è limitata dalla temperatura del pozzo termico (che può essere la T dell'aria ambiente, dell'acqua del mare ecc.). Il punto critico è dunque importato non solo perché incide sulla performance del ciclo ma anche perché influisce sulla scelta del fluido. Per una temperatura media ambientale di 15°C ad esempio, affinché possa esserci lo scambio termico in condensazione, è necessario, che la temperatura di condensazione sia maggiore della temperatura ambiente e dunque sarà ovviamente indispensabile che la temperatura critica sia più alta, altrimenti il ciclo non è realizzabile. Quest'ultimo è un problema che può accadere spesso con gli idrocarburi (il metano infatti ha una T_c di -82°C e dunque occorre fornire un fluido refrigerante a bassissima temperatura). Bruno e altri [20], tramite l'utilizzo del software "Aspen plus", hanno trovato le pressioni ottime di ciclo che massimizzano l'efficienza termica. I risultati da loro ottenuti mostrano che l'utilizzo di un fluido con più alta T_c porta ad una più alta efficienza ma ad una più bassa pressione di condensazione e ciò potrebbe

essere in conflitto con il progetto della turbina e dell'impianto. E' quindi necessario uno studio complementare per aumentare la pressione di condensazione di questi fluidi e portarli alla pressione atmosferica e ripetere il processo di simulazione per trovare l'efficienza di ciclo alle nuove condizioni di lavoro.

9) **Temperatura di evaporazione**

Dato che il fluido organico deve essere facilmente trattabile in ambiente, la temperatura di evaporazione deve essere compresa fra 0-100°C, temperature garantite dalle sorgenti di calore a medio-bassa temperatura. Mago e al. [5] determinarono l'influenza della T di evaporazione sull'efficienza termica del sistema sia nei layout base che negli ORC rigenerativi comparando i risultati delle simulazioni per R113, R123, R245ca e Isobutano. I risultati del loro studio mostrano che il fluido che dà la maggior efficienza è quello che ha il punto di ebollizione più alto rispetto agli altri. Tuttavia lo studio in questione include pochi fluidi lavoro e quindi i risultati sono discutibili se si estende la scelta a fluidi di differenti famiglie.

10) **Temperatura di congelamento**

La temperatura di congelamento deve essere più bassa della temperatura ambiente per evitare il congelamento del fluido. Alcuni fluidi non possono essere utilizzati negli impianti installati in posti particolarmente freddi. Per risolvere il problema la ricerca scientifico-tecnologica si sta impegnando nel trovare miscele con una temperatura di congelamento inferiore rispetto ai fluidi puri [21]. Si riporta in tabella 3.6 alcuni fluidi organici e l'acqua come riferimento, con relativa temperatura di congelamento.

Tabella 3.6 – Temperatura di congelamento di alcuni fluidi a pressione atmosferica

Fluido	Temperatura di congelamento [°C]
Acqua	0,0
R134a	-96,67
R290	-189,89
RC318	-41,67
R113	-35

11) **Peso molecolare**

Il peso molecolare dei fluidi organici può essere anche molto più alto rispetto a quello dell'acqua (18 kg/Kmol); ad esempio, fra i fluidi organici più comuni, l'RC318 (octafluorociclobutano) è quello che ha il più alto peso molecolare (200.03 kg/Kmol) Per una data temperatura di evaporazione, le perdite entalpiche dei fluidi a più alto peso molecolare sono generalmente minori. Inoltre le temperature critiche dei fluidi con alto peso molecolare sono solitamente più elevate. Questa caratteristica permette di lavorare con sorgenti ad alta temperatura e perciò di raggiungere più alte efficienze. Il peso molecolare suggerisce la densità del fluido e perciò l'uso di fluidi con alto peso semplifica la progettazione della turbina [19]: un alto peso molecolare infatti è sinonimo di un'alta densità ovvero di un basso volume specifico. Questo risulta assai vantaggioso specialmente negli impianti che usano basse pressioni di condensazione

perché permette di ridurre la dimensione e la complessità dell'espansore ma anche degli altri componenti. Rayegan and Tao [22] propongono , come indicatore del tipo e dimensione della turbina, il rapporto volumetrico di espansione (VER). Avere un alto VER è negativo per un fluido che lavora in un ORC, infatti, quando il lavoro prodotto è piccolo ed il VER è alto, è necessaria una turbina di più grande dimensione e maggior numero di stadi. Il lavoro di espansione tende ad essere inversamente proporzionale al peso molecolare il che significa che turbine per fluidi pesanti tendono ad avere basse velocità periferiche e numero minore di stadi [9]. Inoltre secondo Mirko Z. Stijepovic e al. [23], un alto peso molecolare accompagnato da un alto fattore di compressibilità, ha un impatto positivo sull'efficienza della turbina. Tuttavia gli stessi autori asseriscono che i fluidi con un'alta pressione critica e alto peso molecolare richiedono un'area di trasferimento del calore negli scambiatori più grande.

Tabella 3.7 – Proprietà dei fluidi scelti fra cui il peso molecolare (calore latente dato per 320 K) [14] $\epsilon = ds/dT$ (inverso della pendenza della curva) $\epsilon > 0$ (dry); $\epsilon = 0$ (isoentropic); $\epsilon < 0$ (wet)

SHRAE number	Name	Molecular weight	T_c (K)	P_c (MPa)	Vapor C_p (J/kg K)	Latent heat L (kJ/kg)	ξ (J/kg K ²)
R-21	Dichlorofluoromethane	102.92	451.48	5.18	339.85	216.17	-0.78
R-22	Chlorodifluoromethane	86.47	369.30	4.99	1069.13	158.46	-1.33
R-23 ^a	Trifluoromethane	70.01	299.29	4.83	3884.02	89.69	-6.49
R-32	Diffuoromethane	52.02	351.26	5.78	2301.61	218.59	-4.33
R-41 ^a	Fluoromethane	34.03	317.28	5.90	3384.66	270.04	-7.20
R-116 ^a	Hexafluoroethane	138.01	293.03	3.05	4877.91	30.69	-5.54
R-123	2,2-Dichloro-1,1,1-trifluoroethane	152.93	456.83	3.66	738.51	161.82	0.26
R-124	2-Chloro-1,1,1,2-tetrafluoroethane	136.48	395.43	3.62	908.70	132.97	0.26
R-125	Pentafluoroethane	120.02	339.17	3.62	1643.89	81.49	-1.08
R-134a	1,1,1,2-Tetrafluoroethane	102.03	374.21	4.06	1211.51	155.42	-0.39
R-141b	1,1-Dichloro-1-fluoroethane	116.95	477.50	4.21	848.37	215.13	0.00
R-142b	1-Chloro-1,1-difluoroethane	100.50	410.26	4.06	1036.52	185.69	0.00
R-143a	1,1,1-Trifluoroethane	84.04	345.86	3.76	1913.97	124.81	-1.49
R-152a	1,1-Difluoroethane	66.05	386.41	4.52	1456.02	249.67	-1.14
R-170 ^a	Ethane	30.07	305.33	4.87	5264.72	223.43	-8.28
R-218	Octafluoropropane	188.02	345.02	2.64	1244.87	58.29	0.45
R-227ea	1,1,1,2,3,3,3-Heptafluoropropane	170.03	375.95	3.00	1013.00	97.14	0.76
R-236ea	1,1,1,2,3,3-Hexafluoropropane	152.04	412.44	3.50	973.69	142.98	0.76
R-245ca	1,1,2,2,3-Pentafluoropropane	134.05	447.57	3.93	1011.26	188.64	0.60
R-245fa	1,1,1,3,3-Pentafluoropropane	134.05	427.20	3.64	980.90	177.08	0.19
HC-270	Cyclopropane	42.08	398.30	5.58	1911.81	366.18	-1.54
R-290	Propane	44.10	369.83	4.25	2395.46	292.13	-0.79
R-C318	Octafluorocyclobutane	200.03	388.38	2.78	896.82	93.95	1.05
R-3-1-10	Decafluorobutane	238.03	386.33	2.32	928.83	77.95	1.32
FC-4-1-12	Dodecafluoropentane	288.03	420.56	2.05	884.25	86.11	1.56
R-600	Butane	58.12	425.13	3.80	1965.59	336.82	1.03
R-600a	Isobutane	58.12	407.81	3.63	1981.42	303.44	1.03
R-601	Pentane	72.15	469.70	3.37	1824.12	349.00	1.51
R-717	Ammonia	17.03	405.40	11.33	3730.71	1064.38	-10.48
R-718	Water	18.00	647.10	22.06	1943.17	2391.79	-17.78
R-744 ^a	Carbon dioxide	44.01	304.13	7.38	3643.72	167.53	-8.27
R-1270	Propene	42.08	365.57	4.66	2387.36	284.34	-1.77
	Propyne	40.06	402.38	5.63	2100.54	431.61	-1.87
	Benzene	78.11	562.05	4.89	1146.72	418.22	-0.70
	Toluene	92.14	591.75	4.13	1223.90	399.52	-0.21

^a The critical temperature of the fluid is below 320 K, and the data is given based on 290 K.

12) Complessità molecolare

Definita come: $\phi = \frac{T_{CR}}{R} \left(\frac{\partial S}{\partial T} \right)_{SV, T_r=0,7}$ [24], il suo valore dipende molto dalla tipologia del fluido impiegato: “dry”, “wet” o “isoentropic”. Gli effetti qualitativi della struttura molecolare sul valore di ϕ sono facilmente risaltati nel caso in cui il vapore saturo sia comparabile a un gas ideale. In questo caso:

$$\begin{aligned}
 \phi &= \frac{T_{CR}}{R} \left[\left(\frac{\partial S}{\partial T} \right)_T \left(\frac{\partial S}{\partial T} \right)_{SV} + \left(\frac{\partial S}{\partial T} \right)_P \right]_{SV, T_r=0,7} = \frac{T_{CR}}{R} \left[-\frac{R}{p} \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_{SV} + \frac{C_p^0}{T} \right]_{SV, T_r=0,7} \\
 &= \left[-\frac{1}{p_r} \left(\frac{\partial p_r}{\partial T_r} \right)_{SV} + \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{1}{T_r} \right]_{SV, T_r=0,7} = [a + b]_{SV, T_r=0,7}
 \end{aligned}$$

Per molecole semplici il primo termine(a) prevale sul secondo(b) e dunque la pendenza della linea del vapore saturo nel piano T-s è negativa il che significa che il fluido è umido. In accordo a [24], se la complessità molecolare aumenta, il rapporto fra capacità termiche γ decresce, tendendo a uno e la pendenza della linea del vapore saturo diventa positiva: più positiva è e più è grande la complessità molecolare. La pendenza della linea di frontiera del vapore saturo è, in prima approssimazione, funzione solo del numero di atomi della molecola e non del loro peso o tipo. Di regola, la temperatura critica e il fattore acentrico di un fluido aumentano con la complessità molecolare, mentre la pressione critica diminuisce con la complessità, questo vale per fluidi omologhi³. Per fluidi omologhi, la complessità molecolare aumenta con il numero di atomi nella molecola [24]. Dunque l'espansione adiabatica nella turbina porta inevitabilmente ad avere condizioni di vapore surriscaldato, dove l'entità del surriscaldamento è proporzionale alla complessità molecolare. Inoltre, maggiore è la complessità molecolare, minore è il raffreddamento del vapore durante l'espansione. Nell'ambito di una progettazione preliminare della turbina è importante sapere che più bassa è la complessità molecolare, minore risulta l'efficienza isoentropica in un espansore della stessa dimensione [24]. A parità di livelli di temperatura e di tutti gli altri fattori di performance una più alta complessità molecolare porta a un ciclo rigenerativo più efficiente. L'unica eccezione è rappresentata dal benzene e dal cicloesano. Ciò significa che la rigenerazione sarà più efficace negli ORC che usano fluidi ad alta complessità molecolare se non sono cicloidrocarburi [22]. Tuttavia, per sistemi binari WHR e geotermici, più grande è la complessità molecolare, minore è l'efficienza del sistema e il lavoro in uscita [24]. In sintesi si può affermare che la scelta del fluido in accordo alla complessità molecolare dovrebbe essere basata sul tipo di fonte di calore.

13) Irreversibilità

Ciascun organo del ciclo genera delle irreversibilità di diversa entità. L'irreversibilità prodotta dipende anche dal tipo di fluido. Perciò il fluido scelto dovrebbe generare le minor perdite possibili per produrre una più alta efficienza exergetica.

14) Livello di sicurezza

L'inflammabilità e la tossicità del fluido sono due parametri da tenere monitorati per garantire un adeguato livello di sicurezza al fine di ridurre la contaminazione in caso di leakage. L'inflammabilità si può misurare calcolando il punto di flash del fluido, ovvero la più bassa temperatura alla quale il fluido vaporizza e forma una concentrazione di gas tale da generare la fiamma. Dunque i fluidi con più alto punto di flash sono quelli che garantiscono la minor inflammabilità. L'ASHRAE⁴ standard 34 [25] classifica i fluidi in gruppi di sicurezza. Per ciascun fluido refrigerante assegna una lettera per indicarne il livello di tossicità: A bassa e B alta ed assegna un numero per indicarne il livello di inflammabilità: 1 (nulla), 2 (bassa) e 3 (alta).

³ Fluido omologo è un fluido appartenente alla medesima serie omologa. In [chimica](#), una serie omologa è una serie di [composti organici](#) che presentano stessa [formula generale](#), stesse proprietà chimiche date dalla presenza dei medesimi [gruppi funzionali](#), e proprietà fisiche che variano al variare del rispettivo [peso molecolare](#).

⁴ ASHRAE: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

15) Stabilità chimica

Una buona stabilità chimica (bassa reattività) ad alte temperature (fino a circa 600 °C), dovrebbe portare il fluido di lavoro ad avere una ridotta (o nulla) aggressività nei confronti delle parti metalliche del sistema. Ad alte pressioni e temperature infatti la maggior parte dei fluidi organici (a differenza dell'acqua) va incontro ad una decomposizione chimica e ad un deterioramento che possono dare luogo alla corrosione dei materiali, esplosioni e accensioni di fiamma. Di conseguenza è opportuno che un sistema ORC operi in un range di temperatura e pressione all'interno del quale il fluido sia chimicamente stabile. Ciascun fluido possiede una soglia di temperatura oltre la quale diventa instabile. Si riporta in tabella 3.8 alcuni fluidi organici con relativa temperatura di soglia termica di stabilità.

Tabella 3.8 – Soglia termica di stabilità per alcuni fluidi [12]

Fluido	Soglia termica di stabilità [°C]
R134a	368
R1311	100
R141b	90
R7146	20
R125	396

16) Impatto ambientale

Per la stima delle possibili conseguenze sull'ambiente derivanti dall'utilizzo dei vari fluidi frigorigeri, sono stati definiti tre diversi indici: ODP (Ozone Depletion Potential) e GWP (Global Warming Potential) che misurano l'effetto diretto sull'ambiente ed il TEWI (Total Equivalent Warming Impact) che misura anche quello indiretto. Si riporta in tabella 3.9 le proprietà di alcuni fluidi, fra cui ODP e GWP.

Tabella 3.9 – Proprietà di alcuni fluidi fra cui ODP e GWP [26]

Substance	Molecular formula	Physical data				Environmental data		
		Molecular mass [kg/kmol]	P_{crit}^a [MPa]	T_{crit}^b [K]	T_{bp}^c [K]	ALT ^d [yr]	ODP ^e	GWP ^f [100yr]
R143a ^w	C ₃ H ₂ F ₃	84.04	3.76	345.88	225.91	n.a.	0	n.a.
R32 ^w	CH ₂ F ₂	52.02	5.78	351.26	221.51	4.9	0	675
R22 ^w	CHClF ₂	86.47	4.99	369.32	232.35	n.a.	0	n.a.
R290 ^w	C ₃ H ₈	44.10	4.25	369.84	231.15	n.a.	0	3
R134a ^w	C ₂ H ₂ F ₄	102.03	4.06	374.18	247.08	14	0	1430
R227ea ^d	C ₃ HF ₇	170.02	2.93	374.89	256.81	n.a.	n.a.	n.a.
R152a ^w	C ₂ H ₄ F ₂	66.05	4.50	386.65	249.13	1.4	0	124
R124 ⁱ	C ₂ HClF ₄	136.48	3.62	395.43	261.15	n.a.	n.a.	n.a.
CF ₃ I ^w	CF ₃ I	195.91	3.95	396.44	251.30	n.a.	n.a.	n.a.
R236fa ^d	C ₃ H ₂ F ₆	152.04	3.20	398.72	271.75	n.a.	n.a.	n.a.
R600a ⁱ	C ₄ H ₁₀	58.12	3.64	407.85	261.41	0.019	0	~20
R142b ⁱ	C ₂ H ₃ ClF ₂	100.49	4.12	410.35	263.85	19.5	0.065	2400
R236ea ^d	C ₃ H ₂ F ₆	152.04	3.41	412.37	279.25	8	0	710
Iso-butene ⁱ	C ₄ H ₈	56.11	4.01	418.05	266.25	n.a.	n.a.	n.a.
Butene ⁱ	C ₄ H ₈	56.11	4.01	419.25	266.85	n.a.	n.a.	n.a.
R600 ^d	C ₄ H ₁₀	58.12	3.80	425.15	272.63	0.018	0	~20
R245fa ^d	C ₃ H ₃ F ₃	134.05	3.64	427.210	288.29	8.8	0	820
Neo-pentane ^d	C ₅ H ₁₂	72.15	3.19	433.75	282.65	n.a.	n.a.	n.a.
R245ca ^d	C ₃ H ₃ F ₃	134.05	3.93	447.57	298.28	6.6	0	560
R21 ^w	CHCl ₂ F	102.92	5.18	451.48	282.05	n.a.	n.a.	n.a.
R123 ⁱ	C ₂ HCl ₂ F ₃	152.93	3.67	456.85	300.95	1.3	0.012	77
R365mfc ^d	C ₄ H ₅ F ₃	148.07	3.27	460.01	313.15	n.a.	n.a.	n.a.
R601a ^d	C ₅ H ₁₂	72.15	3.39	460.35	300.95	0.01	0	~20
R601 ^d	C ₅ H ₁₂	72.15	3.37	469.65	309.15	0.01	0	~20
R141b ⁱ	C ₂ H ₃ Cl ₂ F	116.95	4.25	477.65	305.20	9.4	0.11	630

n.a.: none-available, w: wet, d: dry, i: isentropic.
^a P_{crit} : critical pressure.
^b T_{crit} : critical temperature.
^c T_{bp} : normal boiling point.
^d ALT: atmospheric life time.
^e ODP: ozone depletion potential, relative to R11.
^f GWP: global warming potential, relative to CO₂.

17) Buona disponibilità e basso costo

Spesso di preferiscono i fluidi che sono già usati nell'industria chimica e nella refrigerazione perché sono più facili da reperire ed hanno un prezzo minore.

3.4.1 I fluidi puri

La tabella 3.10 mostra i fluidi puri “candidati” ad essere impiegati in un ORC [27], categorizzati secondo la loro struttura molecolare.

In particolare:

- **Idrocarburi (HC):** hanno buone proprietà termodinamiche ma problemi di infiammabilità
- **Perfluorocarburi (PCF):** estremamente inerti e stabili, caratterizzati da un'elevata complessità molecolare, ma “scarsi” termodinamicamente.
- **Silossani:** hanno bassa tossicità e infiammabilità, un'alta massa molecolare e sono stabili alle alte temperature. Sono spesso disponibili come miscele piuttosto che come fluidi puri (dove la condensazione e l'evaporazione non sono isoterme e mostrano un certo “glide”)
- **Idrofluorocarburi (HFC):** sono totalmente privi di cloro e quindi non rappresentano un problema per quanto riguarda la riduzione dello strato d'ozono però contribuiscono all'effetto serra.
- **Eteri ed eteri fluorinati:** hanno problemi di infiammabilità e tossicità. Termodinamicamente indesiderabili
- **Alcoli:** hanno problemi di infiammabilità, sono solubili in acqua e termodinamicamente piuttosto “scarsi”.
- **Inorganici:** poco costosi e di basso impatto ambientale ma presentano alcuni problemi operativi.

Tabella 3.10 – Principali fluidi puri

Categoria e Nome	Alt. name	P_c (bar)	T_c (°C)	Categoria e Nome	Alt. name	P_c (bar)	T_c (°C)
Idrocarburi (HC)				1,1,1-Trifluoroetano	R-143a	37.6	73
Ethane	R-170	48.7	32	1,1-Difluoroetano	R-152a	44.5	112
Propene	R-1270	45.3	91	1,1,1,2,3,3,3-Heptafluoropropano	R-227ea	28.7	101
Propano	R-290	41.8	96	1,1,1,3,3,3-Hesafluoropropano	R-236fa	31.9	124
Ciclopropano	HC-270	54.8	124	1,1,1,2,3,3-Hesafluoropropano	R-236ea	34.1	139
Propyne	–	56.3	129	1,1,1,3,3-Pentafluoropropano	R-245fa	36.1	153
Isobutano	R-600a	36.4	135	1,1,2,2,3-Pentafluoropropano	R-245ca	38.9	174
Isobutene	–	39.7	144	Octafluorocyclobutano	RC-318	27.8	114
N-butano	R-600	37.9	152	1,1,1,2,2,3,3,4-Octafluorobutano	R-338mccq	27.2	159
Neopentano	–	31.6	160	1,1,1,3,3-Pentafluorobutano	R-365mfc	32.7	187
Isopentano	R-601a	33.7	187	Idrofluorocarburi (HFO)			
N-pentano	R-601	33.6	196	2,3,3,3-Tetrafluoropropene	HFO-1234yf	33.8	94.7
Isoesano	–	30.4	225	Idroclorofluorocarburi (HCFC)			
N-esano	–	30.6	235	Diclorodifluorometano	R-21	51.8	178
N-heptano	–	27.3	267	Clorodifluorometano	R-22	49.9	96
Cicloesano	–	40.7	280	1,1-Dicloro-2,2,2-trifluoroetano	R-123	36.6	183
N-octano	–	25	296	2-Chloro-1,1,1,2-tetrafluoroetano	R-124	36.2	122
N-nonano	–	22.7	321	1,1-Dicloro-1,1,1,2-tetrafluoroetano	R-141b	42.1	204
N-decano	–	21.0	345	1-Chloro-1,1-difluoroetano	R-142b	40.6	137
N-dodecano	–	17.9	382	Silossani			
Benzene	–	48.8	298	Hexamethyldisilossano	MM	19.1	245
Toluene	–	41.3	319	Octamethyltrisilossano	MDM	14.4	291
p-Xylene	–	34.8	342	Decamethyltetrasilossano	MD2M	12.2	326
Etilbenzene	–	36.1	344	Dodecamethylpentasilossano	MD3M	9.3	354
N-propilbenzene	–	32	365	Octamethylcyclotetrasilossano	D4	13.1	312
N-butilbenzene	–	28.9	388	Decamethylcyclopentasilossano	D5	11.6	346
Perfluorocarburi (PCF)				Decamethylcyclohexasilossano	D6	9.5	371
Carbon-tetrafluoride	R-14	36.8	-46	Alcoli			
Hexafluoroetano	R-116	30.5	20	Methanol	–	81.0	240
Octafluoropropano	R-218	26.8	73	Ethanol	–	40.6	241
Perfluoro-N-pentano	PF-5050	20.2	149	Eteri fluorinati			
Decafluorobutano	R-3-1-10	23.2	113	Pentafluorodimetiletere	RE125	33.6	81
Dodecafluoropentano	R-4-1-12	20.5	147	Bis-difluorometiletere	RE134	42.3	147
Clorofluorocarburi (CFC)				2-Difluorometossy-1,1,1-trifluoroetano	RE245	34.2	170
Triclorodifluorometano	R-11	43.7	197	Pentafluorometossyetano	RE245mc	28.9	134
Diclorodifluorometano	R-12	39.5	111	Heptafluoropropil-metiletere	RE347mcc	24.8	165
Triclorotrifluoroetano	R-113	33.8	213	Eteri			
Diclorotetrafluoroetano	R-114	32.4	145	Dimethyl-eter	RE170	53.7	127
Cloropentafluoroetano	R-115	30.8	79	Diethyl-eter	R-610	36.4	193
Idrofluorocarburi (HFC)				Fluidi inorganici			
Trifluorometano	R-23	48.3	26	Ammonia	R-717	113.3	132
Difluorometano	R-32	57.4	78	Water	R-718	220.6	374
Fluorometano	R-41	59.0	44	Carbon dioxide	R-744	73.8	31
Pentafluoroetano	R-125	36.3	66				
1,1,1,2-Tetrafluoroetano	R-134a	40.6	101				

3.4.2 Le miscele

Poiché la temperatura della sorgente, nel caso di impianti geotermici e di waste heat recovery, è variabile, le performance di tali cicli rischiano di essere piuttosto scarse se si utilizza un fluido puro. I fluidi puri, infatti, evaporando e condensando a temperatura costante, portano a delle forti differenze di temperature nel generatore di vapore e nel condensatore producendo così un aumento dell'irreversibilità. L'utilizzo di un ciclo Rankine organico supercritico con fluido puro permetterebbe di superare il problema del "pinch-point" solo in fase di riscaldamento perché il processo di condensazione risulterebbe comunque ancora isoterma. D'altro canto se al posto di fluidi organici puri si utilizzano delle miscele zeotropiche (composte da due o più idrocarburi alogenati), si ha un grosso vantaggio nell'efficienza dello scambio termico perché il calore può essere somministrato e ceduto a temperatura variabile (mantenendo però ancora costante la pressione). In questo caso infatti la temperatura di ebollizione del fluido (a differenza delle miscele azeotropiche⁵) varia durante il cambio di fase e la miscela binaria evapora attraversando un ampio range di temperature (noto in letteratura con il termine "temperature glide") [27]. Questo "glide" di temperatura dipende dal fatto che quando il liquido e il vapore sono in equilibrio termodinamico, la composizione del liquido è differente dalla composizione del vapore. Per esemplificare consideriamo il caso della miscela R421B, composta da R134a (con $T_{eb} = -26^{\circ}\text{C}$) e R125 (con $T_{eb} = -48^{\circ}\text{C}$). Se manteniamo costante la pressione della miscela e somministriamo calore, la temperatura della miscela aumenta e si produce il vapore. Le bolle che si formano hanno però una differente composizione rispetto al resto della miscela liquida. Durante l'evaporazione infatti, la sostanza con la più bassa temperatura di ebollizione è evaporata più velocemente. Dunque la percentuale di R125 nelle bolle risulta più alta rispetto a quella nella miscela liquida. D'altro canto, la miscela liquida rimanente, che ha un maggior contenuto di R134a, inizia ad evaporare ad una più alta temperatura (maggiore della temperatura di ebollizione dell'R134a). Quando la miscela è evaporata tutta, la temperatura che si raggiunge è più alta di quella di inizio evaporazione. Il vantaggio principale del processo di trasferimento del calore a temperatura variabile è che permette di diminuire il gap di temperatura fra il flusso caldo e quello freddo all'interno dei componenti del sistema [28]. Anche l'efficienza termica ed economica del sistema ne hanno un beneficio, infatti grazie al "glide" la temperatura media di evaporazione del ciclo aumenta mentre quella di condensazione diminuisce. Negli ultimi anni le ricerche scientifiche sugli ORC alimentati da miscele zeotropiche stanno aumentando ma sono ancora limitate. Kim e al. [29] ad esempio in un loro recente studio hanno analizzato le prestazioni termodinamiche di due cicli Rankine (un ciclo Rankine base AWR ed uno rigenerativo AWRR) che impiegano una miscela di acqua e ammoniaca investigando gli effetti che una variazione della concentrazione di ammoniaca ha sulle prestazioni. I risultati mostrano che la distribuzione di temperatura dei flussi nello scambiatore varia notevolmente al variare della concentrazione di ammoniaca e mostrano inoltre il beneficio che ha l'utilizzo di fluidi binari nel minimizzare le differenze di temperatura dei flussi nello scambiatore. Chen e al. [30] hanno studiato un ciclo Rankine supercritico (SRC) a miscela zeotropica comparandolo a un ciclo ORC a fluido puro. I risultati mostrano che il ciclo SRC che utilizza una miscela di 0,7R134a/0,3R32 raggiunge, nelle stesse condizioni termiche, un'efficienza termica più alta di un 10-30% rispetto a quella dell'ORC che utilizza il fluido puro R134a. Baik e al. [28] comparando quattro cicli ORC supercritici a miscela (R125/R134a; R125/R227ea; R125/R236ea; R125/R245fa) con un ciclo ORC sottocritico a fluido puro (R134a) hanno mostrato che con i primi si raggiunge un vantaggio in termini di potenza, fino ad un massimo dell'11% con R125eR245fa (dovuto principalmente alla diminuzione delle irreversibilità nel processo di riscaldamento). Gli stessi autori comparando le prestazioni del ciclo supercritico a miscela più performante con quelle

⁵ *Miscela azeotropiche: si comportano come fluidi puri perché le composizioni di liquido e vapore in equilibrio termodinamico coincidono*

di un ciclo supercritico a fluido puro (R125), hanno evidenziato che, a differenza di quanto sostenevano alcuni studi precedenti, l'utilizzo della miscela consente di avere solamente un irrisorio vantaggio nel processo di condensazione. La caduta di temperatura della miscela durante la condensazione così come il suo profilo, dipendono dalla natura, dal numero e dalla differenza delle Temperature critiche e dalla percentuale dei suoi componenti [31].

Tabella 3.11 – Fluidi consigliati per le varie applicazioni [27]

Applications	Heat source temperature	Evaporation temperature	Condensation temperature	Performance indicators	Recommended fluids
WHR	-	67–287 °C ^a	20 °C	First law efficiency	Benzene
WHR	327 °C	-	20–60 °C	First law efficiency	<i>p</i> -Xylene
WHR	-	80–110 °C	35–60 °C	Total irreversibility	R123, R124
WHR	-	100–210 °C ^b	25 °C	First law efficiency	R113
WHR	145 °C	80–140 °C ^c	20 °C	Second law efficiency	R236ea
WHR	140 °C	-	27 °C	Total irreversibility	R123
WHR	470 °C	96–221 °C	35 °C	Work output	Benzene
WHR	100–250 °C	80–230 °C	30 °C	Work output	Benzene
WHR	250–500 °C	Te ^d	85 °C	First law efficiency	<i>n</i> -hexane, <i>n</i> -pentane for 250 °C toluene, <i>n</i> -octane, and water for 350 °C toluene and <i>n</i> -dodecane for 500 °C
WHR	85 °C	55–80 °C	25 °C	First law efficiency	Butane, R245fa and R141b,
WHR	85 °C	60 °C	25 °C	Second law efficiency	R123
WHR	160 °C	144–156 °C	20 °C	Total irreversibility	R11
WHR	150 °C	-	20 °C	Work output	R114, R245fa, R601a, R601, R141b and R113
WHR	140 °C	-	20 °C	UA ^e and SP ^f	R123 for 100–180 °C 141b for higher than 180 °C
WHR	292 °C	277 °C	27 °C	A multi-objective criteria included A/Wnet and heat recovery efficiency	R123
WHR	327 °C	Te ^h	27–87 °C	First law efficiency	R245fa, R245ca
Geothermal	80–115 °C	65–100 °C	25 °C	Total irreversibility	Propene
Geothermal	70–90 °C	-	-	Work output	Ammonia
Geothermal	120 °C	100 °C	30 °C	A/Wnet	RE134, RE245, R600, R245fa, R245ca, R601
Geothermal	91.1 °C	Te ⁱ	28 °C	First law efficiency	R601a, R601
Biomass	-	250–350 °C	90 °C	Second law efficiency	Butylbenzene
Biomass	-	170 °C	50 °C	A/Wnet	Ethanol
Solar	-	60–100 °C	35 °C	First law efficiency	R134a
Solar	-	70–(T _c -10) °C	30 °C	Second law efficiency	R245fa
Solar	-	120–150 °C	15 °C	Total irreversibility	Solkatherm
-	-	80–200 °C	20 °C	A/Wnet	R227ea for 80–160 °C R245fa for 160–200 °C
-	60–160 °C	55–155 °C	30 °C	First law efficiency	Hexane
-	-	-	-	Exergy efficiency	
-	-	-	-	Second law efficiency	

^a Turbine inlet temperature corresponding to 2.5 MPa.
^b Turbine inlet temperature corresponding to 2.0 MPa.
^c Turbine inlet temperature.
^d Evaporation temperature corresponding to evaporation pressure of 0.5–2 MPa.
^e The ratio of total heat transfer area to net power output.
^f The total heat transfer capacity.
^g The expander size parameter.
^h Evaporation temperature corresponding to evaporation pressure of 0.2–2 MPa.
ⁱ Evaporation temperature corresponding to evaporation pressure of 0.15–0.6 MPa.

Tuttavia non esiste una regola generale per prevedere queste caratteristiche ma ci si deve basare su risultati sperimentali. E' stato provato empiricamente [31] che miscele di 3 o più componenti in proporzioni simili mostrano una capacità termica apparente quasi costante durante la condensazione, hanno cioè dei profili di temperatura (T-q) lineari che permette un buon “matching” con i requisiti di utilizzo del calore sensibile (produzione di acqua sanitaria,

teleriscaldamento ecc.). Invece, miscele a due componenti con un forte disequilibrio di composizione producono grandi variazioni nelle capacità termiche apparenti e originano dei profili di temperatura svantaggiosi [31]. Secondo alcuni autori l'uso di miscele zeotropiche, oltre ad ampliare la possibilità di scelta del fluido, permette, variandone la composizione, di aggiustarne le proprietà chimiche, di sicurezza, di impatto ambientale e di migliorare i parametri progettuali dei componenti del ciclo. Un'altra caratteristica interessante [31] è che quando il cambio di fase non-isotermo avviene con un forte cambiamento di temperatura, parte del calore latente di condensazione potrebbe essere rigenerato per preriscaldare il fluido lavoro e aumentare l'efficienza del ciclo [31]. Secondo alcuni autori, inoltre [31], quando si usa il raffreddamento ad aria, la condensazione di una miscela zeotropica è in grado di ridurre sia l'area frontale del condensatore sia la potenza consumata dal fan. In generale dunque l'utilizzo di miscele zeotropiche potrebbe consentire di ridurre le dimensioni dei componenti. A tal proposito, nello studio di Wang e al. [32], dove vengono confrontate tre miscele di diversa composizione di (R245fa/R152a) con il fluido R245a, viene dimostrato che l'impiego di miscele è in grado di ridurre sensibilmente il costo dell'impianto ORC perché rende possibile l'installazione di espansori di dimensioni più piccole. Solitamente i fluidi multi componente vengono ignorati negli studi di screening, poiché la regola di mixing della miscela zeotropica è piuttosto complicata [14] e risulta difficile determinare la composizione ottima e le loro frazioni. Nonostante questo alcuni studi basati su ricerche sulla refrigerazione, mettono in evidenza un metodo di screening delle composizioni per miscele zeotropiche che risulta fortemente utile per una preliminare scelta del fluido ma è ancora carente quando si tratta di determinare il fluido migliore in funzione di una data temperatura di sorgente. Per poter fare questo perciò si rendono necessarie ulteriori ricerche. Secondo Kerellas et al.[31] sarebbe inoltre opportuno ottenere più informazioni sui coefficienti di trasmissione del calore, visto che sono fortemente influenzati dalle caratteristiche della miscela. I problemi di leakage per miscele zeotropiche presentano più problemi che nel caso di fluidi puri, specialmente nella fase evaporativa. La tabella 3.12 mostra le principali miscele zeotropiche che sono state testate nei vari studi e la relativa tipologia di ciclo ORC impiegata [27]. Nonostante il grande numero di fluidi utilizzabili, gli impianti ORC commerciali ne impiegano solo alcuni. Più precisamente si utilizzano [9]:

- **HFC-134a**: usato negli impianti geotermici e in WHR di temperatura molto bassa
- **HFC-245fa**: fluido a bassa temperatura, principalmente usato nei WHR
- **n-pentano**: usato in un impianto solare commerciale in Nevada. Altre applicazioni in WHR e geotermia a media temperatura
- **Solkatherm**⁶: impiegato in applicazioni WHR
- **OMTS** (octametiltrisilossano): utilizzato in impianti CHP
- **Toluene**: usato in WHR

⁶ Solkatherm[®] SES36 è una miscela zeotropica di Solkane[®] 365mfc (un idrofluorocarburo liquido, agente schiumogeno di terza generazione con ODP =0) che bolle a 36,7°C ed è facilmente trasportabile come liquido senza rischi di esplosione (ovvero per definizione, a 50°C, ha una pressione di vapore minore di 3 bar).

Tabella 3.12 – Fluidi consigliati per le varie applicazioni [27]

Working fluids and their fractions	Cycle types	Comments
MM 3.18% MDM 34.14% MD2M 45.51% MD3M 16.17% MD4M 1.00% R22 70% R114 30%	Saturated ORC Superheated ORC Transcritical ORC	Both the temperature drop and profile depend on the nature, number and difference in critical temperatures of mixture constituents and on the mixture composition
Propane 50% <i>n</i> -Pentane 50% Propane 1.0/0.9/0.8/0.7/0.6/0.5 Ethane 0/0.1/0.2/0.3/0.4/0.5 R401A, R401B, R401C	Saturated ORC Superheated ORC Transcritical ORC Superheated ORC Superheated ORC Superheated ORC Saturated ORC	The turbine expansion ended in the wet vapor region. If the temperature difference is reasonably large, then it is possible to preheat the compressed liquid by recovering a fraction of the heat of condensation of the vapor in a condensing regenerator Primary heater-temperature profiles feature almost uniform heat absorption, which implies very good matching with sensible heat sources For similar efficiencies (10.9–9.9%) for different mass compositions of propane-ethane mixture obtained have been different values of power (182.3–231.2 kW) The small recovery system performance of the working fluid blend R-401C is due to the strict thermal operative conditions imposed The overall performance is comparable to the considered pure fluids if the mean condensation temperature is the same, but it could be even better if air cooling is considered
MM 60% MDM 30% MD2M 10% R141b 0.9/0.8/0.7/0.6/0.5/0.4/0.3 R318 0.1/0.2/0.3/0.4/0.5/0.6/0.7 R32 30% R134a 70%	Superheated ORC Transcritical ORC	The mixture ORC does have lower efficiency than pure-fluid ORC, but to the ORC with IHE, the mixture may have better performance than the pure-fluid ORC It was found that the SRC using a zeotropic mixture of 0.7R134a/0.3R32 can achieve thermal efficiency of 10.77–13.35% with the cycle high temperature of 393–453 K as compared to 9.70–10.13% from an ORC using pure R134a working fluid under the same thermal conditions
R245fa 0.9/0.65/0.45 R152a 0.1/0.35/0.55 R245fa 0.9/0.65/0.45 R152a 0.1/0.35/0.55 R245fa 0.9/0.7 R152a 0.1/0.3	Saturated ORC Superheated ORC Superheated ORC Superheated ORC Superheated ORC Superheated ORC Superheated ORC Saturated ORC	The main benefits of the mixtures were that the cost of the cycle could be reduced as smaller expanders are suited and that the range of usable fluids increased In the experimental superheating period, the average power output of R245fa/R152a (0.7/0.3) is higher than that of pure R245fa by 29.10%. It can be seen that the power output varies accordingly and the system capacity adjustment could be easily realized under different composition of zeotropic mixtures The results show that the non-isothermal phase change of mixtures leads to an efficiency increase in comparison to pure fluids
Isobutane/Isopentane R227ea/R245fa R245fa-R365mfc R245fa-isopentane Isobutane-isopentane R245fa-pentane Isopentane-isohexane Pentane-hexane Isopentane-cyclohexane Isopentane-hexane R245fa-isopentane-isohexane R245fa-pentane-hexane Isopentane-isohexane-cyclohexane R125/R134a 0.799/0.201 R125/R227ea 0.803/0.197 R125/R236ea 0.940/0.060 R125/R245fa 0.939/0.061 R245fa/Isopentane 0.3/0.7	Saturated ORC Saturated ORC Transcritical ORC Superheated ORC	An increase in cycle efficiency, for binary mixtures, of 15.7% and an increase in generated electricity of 12.3% is found possible for heat source and ORC cycle parameters for a lower temperature source (150 °C). The potential for efficiency and electricity production increase is less pronounced (6.0% and 5.5%, respectively) for a heat source type at a higher temperature (250 °C). In the considered cases, the addition of a third component to a binary mixture has only a small effect Under the simulation conditions of the present study, the optimized R125/R245fa mixture transcritical cycle yielded 11% more power than did the optimized R134a subcritical cycle It can be concluded that the mixture chosen here gives as good a performance as individual components and yet obviating the negative points of flammability of isopentane and high GWP of R-245fa

3.4.3 La nomenclatura dei fluidi lavoro

Per la nomenclatura dei fluidi utilizzati in un ORC, poiché la maggior parte di questi vengono anche utilizzati negli impianti di condizionamento e refrigerazione, si utilizza quella proposta dall' ASHRAE. Dunque, generalmente, un refrigerante è nominato nel seguente modo:

R α β γ α

- **R:** sta per refrigerante
- **α:** se α=0 si omette
se 0<α<3 α è il numero di atomi di carbonio nella molecola ridotto di uno
α=4 α indica le miscele zeotropiche
α=5 α indica le miscele azeotropiche
α=6 α indica i composti organici
α=7 α indica i composti inorganici
- **β:** se 0<α<3 β è il numero di atomi di idrogeno nella molecola aumentato di uno
α=4, α=5 βγ in una lettera maiuscola, definisce la composizione della miscela

$$\alpha = 6 \quad \beta = 0$$

$$\beta = 1$$

$$\beta = 2$$

$$\beta = 3$$

$$\alpha = 7 \quad \beta\gamma \text{ è la massa molecolare}$$

- γ : se $0 < \alpha < 3$ γ è il numero degli atomi di fluoro
- **a**: lettera che denota lo specifico isomero

per esempio la designazione di clorodifluorometano CHClF_2 è R22, infatti:

$$\alpha = 1 - 1 = 0$$

$$\beta = 1 + 1 = 2$$

$$\gamma = 2$$

esempi di designazione di miscele sono:

R407A (R32/R125/R134a (20/40/40))

R407B (R32/R125/R134a (10/70/20))

R407C (R32/R125/R134a (23/25/52))

R410A (R32/R125 (50/50))

R423A (R134a/R227ea(52,5/47,5))

Un esempio di designazione di composto inorganico è: R717 che corrisponde all'ammonia che ha massa molecolare 7.

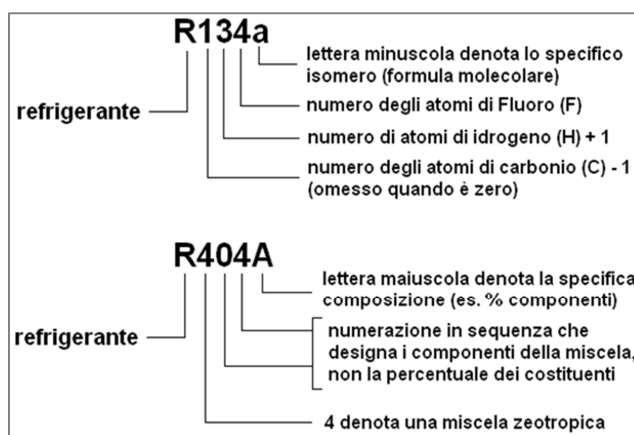


Figura 3.6 – Nomenclatura fluidi refrigeranti

3.5 Strumenti numerici per l'analisi di cicli ORC

In questa tesi sono stati utilizzati due software differenti per l'analisi di cicli Rankine organici. Uno è Thermoflex [33], programma utilizzato per la simulazione di impianti ORC che utilizza la libreria di calcolo RefProp per la determinazione delle proprietà dei fluidi organici; l'altro è FluidProp [33], utilizzato per ricavare proprietà specifiche di fluidi organici che si basa sulla libreria di calcolo StanMix.

3.5.1 Il software Thermoflex TM

Thermoflex, software sviluppato dalla Thermoflow Inc., è un programma modulare con interfaccia grafica che permette di simulare le prestazioni di sistemi energetico-industriali ricostruibili a partire da centinaia di componenti base. La sua prima versione è stata licenziata nel 1995.

Il programma permette sia calcoli di progetto che di verifica di impianti, il cosiddetto off-design.

Thermoflex, nonostante sia un programma caratterizzato dall'elevato grado di flessibilità, è in grado di risolvere i bilanci delle grandezze termodinamiche per la totalità dei componenti inseriti senza dover ricorrere a modelli globali predefiniti e senza bisogno di inserire soluzioni di primo tentativo. Inoltre, Thermoflex è in grado di controllare l'incompatibilità tra gli input inseriti prima di eseguire la simulazione, ed è dotato di un sistema per identificare gli errori che possono incorrere durante le elaborazioni numeriche.

Ogni componente di Thermoflex è rappresentato da icone e viene modellato grazie a una legge di calcolo ad esso interna. Questo approccio permette di sviluppare nelle diverse versioni nuovi componenti mantenendo la compatibilità con i programmi realizzati nelle versioni precedenti.

Molto utili risultano le vaste librerie di turbogas e motori a combustione interna commerciali, con le relative prestazioni, che il programma possiede e consente di inserire come parte di layout più complessi. La sequenza logica per simulare il modello di un sistema mediante Thermoflex è riportata in Figura 3.7..

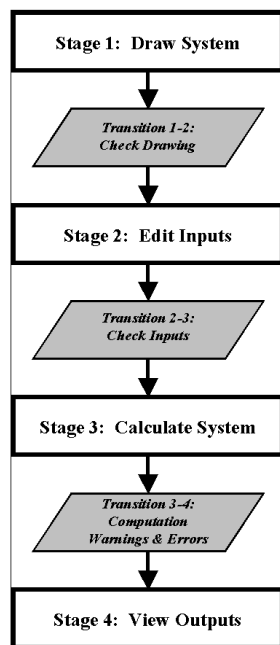


Figura 3.7 – Sequenza interna logica di thermoflex

La prima fase, denominata “Edit Drawing” consiste nel disegnare il layout del sistema che si desidera simulare. Una volta realizzato il layout, tramite il comando “Play” relativo a “Edit Drawing” il programma controlla che tutti i componenti siano assemblati tra loro in modo coerente; in caso contrario indica un messaggio di errore ed invita a effettuare le opportune correzioni.

La seconda fase, denominata “Edit inputs” consiste nell’inserire nei singoli componenti i dati in input su cui verrà realizzata la simulazione. I dati possono essere inseriti in modalità di design (vengono fissate le condizioni sulle prestazioni al fine di ricavare parametri dimensionali dei componenti) o di off-design (sono fissate le caratteristiche del componente calcolando in fase simulativa le condizioni del fluido). Ogni componente può avere diverse logiche per inserire i dati al suo interno. Siccome è possibile che grandezze riferite a diversi componenti siano tra loro in conflitto, il programma ha logiche interne sulla priorità degli input; in ogni modo anche l’utente può agire modificando tali priorità. Se la verifica degli input non evidenzia particolari incompatibilità si può lanciare la simulazione vera e propria.

Quando il processo iterativo giunge a convergenza compare un messaggio di fine simulazione che evidenzia se ci sono stati problemi nel rispettare i vincoli imposti agli input. A questo punto, cliccando su ogni componente o corrente di fluido del layout, è possibile ricavare tutte le informazioni termodinamiche e di componente risultate dalla simulazione, come mostrato in figura 1.26. Se è necessario eseguire in serie più simulazioni variando in modo progressivo un parametro (ad esempio in fase di ottimizzazione) è possibile ricorrere allo strumento “Multiple Run”, che fornisce risultati in forma tabellare. La versione di Thermoflex con cui sono state realizzate le simulazioni di questa tesi è la 22, la quale si presta particolarmente bene alla simulazione di sistemi ORC grazie ai numerosi di fluidi organici disponibili, il cui calcolo delle proprietà si basa sulle informazioni fornite dal software RefProp.

3.5.2 La libreria di calcolo RefProp

RefProp è un programma sviluppato dal NIST (National Institute of Standards and Technology) che fornisce dati termodinamici e proprietà di trasporto di fluidi di interesse industriale, con particolare riguardo ai refrigeranti e agli idrocarburi [35]. Su RefProp sono implementati tre diversi modelli per il calcolo accurato delle proprietà dei fluidi puri: le equazioni di stato espresse secondo l'energia libera di Helmholtz ridotta, le equazioni di stato modificate di Benedict-Webb-Rubin (mBWR), il modello degli stati estesi corrispondenti (ECS). Si illustrano brevemente le caratteristiche basilari di questi modelli.

Le equazioni di stato espresse in termini di energia libera di Helmholtz ridotta $a = \frac{A}{RT}$ esprimono una dipendenza funzionale diretta nei confronti della temperatura T e della densità molare ρ . Assumono la forma

$$a = \ln\left(\frac{\rho}{\rho^*}\right) + \sum_i \alpha_i \left(\frac{T^*}{T}\right)^{t_i} + \sum_k \alpha_{ki} \left(\frac{T^*}{T}\right)^{t_k} \delta^{d_k} \exp\left[-\gamma \left(\frac{\rho}{\rho^*}\right)^{l_k}\right]$$

I primi due termini del secondo membro rappresentano il contributo di gas ideale, il termine rimanente riproduce il contributo di gas reale. Le grandezze di riferimento T^* e ρ^* rappresentano spesso, ma non sempre, i parametri critici del gas. I coefficienti α_i e α_k sono parametri sperimentali e gli esponenti t_i , t_k , d_k vengono determinati tramite appositi algoritmi, mentre il parametro γ vale 1, a meno che $l_k = 0$ e nel caso vale anch'esso 0.

Il modello mBWR rappresenta la funzione di stato come espressione esplicita della pressione in funzione della temperatura e della densità molare

$$P = \sum_{n=1}^9 a_n \rho^n + \exp\left[\left(\frac{\rho}{\rho_{crit}}\right)^2\right] \sum_{n=10}^{15} a_n \rho^{2n-17}$$

La dipendenza dalla temperatura è nascosta all'interno dei coefficienti a_i , che sono leggi di potenza disponibili in funzione di 32 parametri sperimentali.

Il modello ECS è utilizzato per fluidi per i quali sono disponibili limitati dati sperimentali. L'assunzione che sta alla base di questo modello è che esista una corrispondenza tra stati, espressi in coordinate ridotte, di differenti fluidi, per via delle stesse forze intermolecolari che agiscono su di essi. Questa assunzione porta a concludere che, scalando in

modo opportuno temperatura e densità, l'energia ridotta di Helmotz a e la compressibilità $Z = \frac{p}{RT\rho}$ di un fluido incognito j obbediscono alle seguenti relazioni nei confronti di un fluido di riferimento 0

$$a_j^r(T_j, \rho_j) = a_0^r(T_0, \rho_0)$$

$$Z_j(T_j, \rho_j) = Z_0(T_0, \rho_0)$$

Partendo da queste relazioni è possibile, calcolando le proprietà del fluido 0 con uno dei modelli già visti, ricavare dati per il fluido j .

I calcoli sulle miscele partono dai dati relativi ai fluidi puri e impiegano un modello che applica la regola di mixing secondo l'energia libera di Helmotz.

I tre modelli sono implementati in una serie di subroutine di Fortran, che provvedono a calcolare le proprietà termodinamiche e di trasporto dato uno stato (T, ρ, x) . Processi iterativi forniscono le proprietà di saturazione per specifici stati (T, x) .

3.5.3 Il software FluidProp

I dati relativi ai fluidi organici analizzati in questa tesi derivano in massima parte da fogli di calcolo del software Microsoft® Office Excel 2010 con l'installazione del componente aggiuntivo FluidProp 2.3.

FluidProp è un programma sviluppato presso la Delft University of Technology e fornisce un'interfaccia standard per diverse librerie utilizzabili per il calcolo delle proprietà termodinamiche e di trasporto dei fluidi. Ciascuna libreria implementa uno o più modelli termodinamici per diversi fluidi e miscele. Le librerie compatibili con questo software sono: GasMix, IF97, StanMix, RefProp, TPSI, vThermo. La figura 3.8 mostra l'ideogramma di funzionamento di FluidProp.

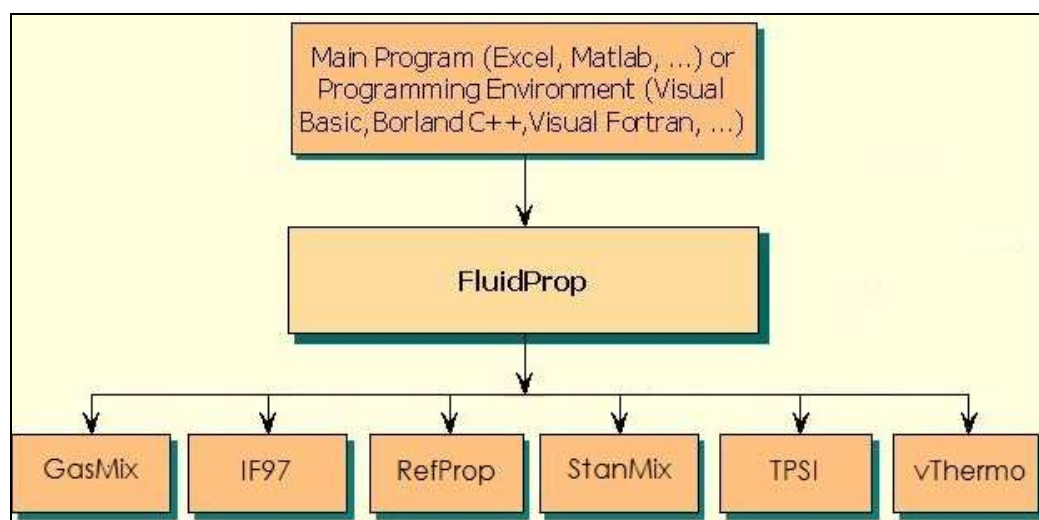


Figura 3.8 – Funzionamento di fluid prop

3.5.3.1 La libreria di calcolo StanMix

Tra le diverse librerie di calcolo utilizzabili tramite software FluidProp in questa tesi si è adoperata quella denominata StanMix. Il modello termodinamico in essa implementato si basa sulle equazioni di stato cubiche di Peng-Robinson, integrate con le regole di miscelazione di Wond-Sandler.

Le equazioni di stato cubiche (CEOS) vengono ottenute a partire dall'equazione di stato valida per un gas ideale:

$$Pv = RT$$

aggiungendo un termine attrattivo che modella le attrazioni polari tra le molecole e un termine repulsivo che modella il volume proprio occupato dalle molecole nel sistema

$$P = \underbrace{\frac{RT}{v-b}}_{\text{Termine repulsivo}} - \underbrace{\frac{a}{v^2}}_{\text{Termine attrattivo}}$$

L'equazione di stato ottenuta è detta di Van Der Waals

Il covolume b rappresenta il volume al quale arriverebbe il gas al crescere infinito della pressione, quindi idealmente il volume occupato dalle molecole. Con questo parametro si tiene conto del fenomeno repulsivo delle molecole. L'attrazione intermolecolare porta ad una diminuzione della pressione totale rispetto a quella di un gas ideale e viene modellata introducendo un termine negativo, proporzionale al parametro a , dipendente dalla temperatura. Poiché la forza di attrazione è proporzionale a $\frac{1}{r^6}$, dove r è la distanza tra le molecole, l'equazione assume una forma quadratica nel volume.

L'equazione di stato cubica di Peng-Robinson rappresenta un'evoluzione della precedente relazione [35]:

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a(T)}{v(v+b) + b(v-b)}$$

I parametri a, b vengono ottenuti da espressioni delle quali si evidenziano le relazioni funzionali:

$$a(T) = f(\alpha(\omega, T), p_{cr}, T_{cr})$$

$$b = f(p_{cr}, T_{cr})$$

Il significato dei parametri che compaiono è il seguente:

- *Temperatura critica T_{cr}* : caratterizza il punto di massimo della curva limite del fluido ed è la temperatura più alta alla quale la sostanza può esistere simultaneamente come vapore e liquido. A temperature superiori a quella critica non avverrà alcuna transizione di fase.
- *Pressione critica p_{cr}* : analogamente alla temperatura critica, la pressione critica di un componente puro rappresenta la pressione di vapore più alta possibile, quella oltre la quale il componente puro non subisce più alcuna transizione di fase vapore-liquido.

- *Fattore acentrico ω* : il valore del fattore acentrico è una misura della deviazione della tensione di vapore rispetto al comportamento di molecole sferiche ideali, per le quali $\omega = 0$. Questo fattore può essere interpretato come una misura della non sfericità di una molecola e, generalmente aumenta al crescere del peso molecolare.

Nel caso di miscele di fluidi le relazioni appena descritte vengono ottenute applicando le regole di miscelazioni di Wong-Sandler. Ciò che si mette in evidenza è che il modello utilizzato per il calcolo delle proprietà termodinamiche richiede una conoscenza dettagliata della composizione molare della miscela, delle proprietà critiche e del fattore acentrico di tutti i componenti.

Bibliografia Capitolo 3

- [1] M. Bianchi, L. Branchini, A. De Pascale, S. Di Nocco, “Thermodynamic Investigation On Different Orc Configurations” –first International seminar on ORC 2011
- [2] Zhang Shengjun, Wang Huaixin, Guo Tao, “Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation”, *Applied Energy* 88 (2011) 2740–2754
- [3] Sylvain Quoilin, M. Van Den Broek , S. Declaye, Pierre Dewallef, Vincent Lemort, “Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems” - *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 22 (2013) 168–186
- [4] t. C. Hung,t. Y. Shai, and s. K. Wang, “A review of organic rankine cycles (orcs) for the recovery of low-grade waste heat”, *Energy* Vol. 22, No. 7. pp. 661-667. 1997
- [5] Pedro J. Mago, Louay M. Chamra, Kalyan Srinivasan, Chandramohan Somayaji, “An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids”, *Applied Thermal Engineering* 28 (2008) 998–1007
- [6] Qicheng Chen, Jinliang Xu, Hongxia Chen, “A new design method for Organic Rankine Cycles with constraint of inlet and outlet heat carrier fluid temperatures coupling with the heat source”, *Applied Energy* 98 (2012) 562–573
- [7] Sylvain Quoilin, “Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications”, Thesis UNIVERSITY OF LIÈGE, 2011
- [8] Dongxiang Wang, Xiang Ling, Hao Peng, Lin Liu, LanLan Tao, “Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation”, *Energy* 50 (2013) 343-352
- [9] Sylvain Quoilin, S. Declaye, Arnaud Legros, L. Guillaume, Vincent Lemort, “Working fluid selection and operating maps for Organic Rankine Cycle expansion machines” - International Compressor Engineering Conference at Purdue, July 2012
- [10] Macchi, E., Perdichizzi, A.: "Efficiency prediction for axial flow turbines operating with non-conventional working fluids", *ASME Transaction, Journal of Engineering for Power*, October 1981, Vol. 103, pp. 712-724_
- [11] V. Maizza, A. Maizza, “Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recovery systems”, *Applied Thermal Engineering* 21 (2001) 381-390
- [12] Cristina Trisolini, “Comparison of working fluids in the organic Rankine cycle for the application in solar thermal power generation”, 2012
- [13] A. Kumagai and S. Takahashi , “Viscosity of Saturated Liquid Fluorocarbon Refrigerants from 273 to 353 K”, *International Journal of Thermophysics*, Vol. 12, No. 1, 1991
- [14] Huijuan Chen, D. Yogi Goswami, Elias K. Stefanakos, “A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14 (2010) 3059–3067
- [15] J. Larjola, “Electricity from industrial waste heat using high-speed organic Rankine cycle (ORC), *Int. J. Production Economics* 41 (1995) 227-235
- [16]] Athanasios I. Papadopoulos, Mirko Stijepovic, Patrick Linke, “On the systematic design and selection of optimal working fluids for Organic Rankine Cycles”, *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 760–769
- [17] Aleksandra Borsukiewicz-Gozdur, “Pumping work in the organic Rankine cycle”, *Applied Thermal Engineering* 51 (2013) 781-786

- [18] Bo-TauLiu, Kuo-Hsiang Chien, Chi-Chuan Wang, “Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery”, *Energy* 29 (2004) 1207–1217
- [19] Huijuan Chen, D. Yogi Goswami, Elias K. Stefanakos, “A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14 (2010) 3059–3067
- [20] Joan Carles Bruno, Jesu’s Lo’pez-Villada, Eduardo Letelier, Silvia Romera, Alberto Coro, “Modelling and optimisation of solar organic rankine cycle engines for reverse osmosis desalination”, *Applied Thermal Engineering* 28 (2008) 2212–2226
- [21] A. Yogev, Rehovot; David Mahlab, “Rankine Cycle Power Plant Improved Organic Working Fluid” , United States Patent number 4,760,705, 1988
- [22] R. Rayegan, Y.X. Tao, “A procedure to select working fluids for Solar Organic Rankine Cycles (ORCs)”, *Renewable Energy* 36 (2011) 659-670
- [23] Mirko Z. Stijepovic, Patrick Linke, Athanasios I. Papadopoulos, Aleksandar S. Grujic, “On the role of working fluid properties in Organic Rankine Cycle performance”, *Applied Thermal Engineering* 36 (2012) 406-413
- [24] Costante Invernizzi, Paolo Iora, Paolo Silva, “Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gas turbines “, *Applied Thermal Engineering* 27 (2007) 100–110
- [25] ANSI ASHRAE Standard 34- designation and safety classification of refrigerants_2007
- [26] S. Quoilin, M. Orosz, H. Hemond, V. Lemort, “Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation”, *Solar Energy* (2011)
- [27] Junjiang Bao, Li Zhao , “A review of working fluid and expanders elections for organic Rankine cycle”_ *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 24(2013) 325–342
- [28] Young-Jin Baik, Minsung Kim, Ki-Chang Chang, Young-Soo Lee, Hyung-Kee Yoon, “Power enhancement potential of a mixture transcritical cycle for a low-temperature geothermal power generation”, *Energy* 47 (2012) 70-76
- [29] Kyoung Hoon Kim, Chul Ho Han, Kyoungjin Kim,” Effects of ammonia concentration on the thermodynamic performances of ammonia–water based power cycles”, *Thermochimica Acta* 530 (2012) 7– 16
- [30] Huijuan Chen, D. Yogi Goswami, Muhammad M. Rahman, Elias K. Stefanakos, “A supercritical Rankine cycle using zeotropic mixture working fluids for the conversion of low-grade heat into power”, *Energy* 36 (2011) 549-555
- [31] Gianfranco Angelino and Piero Colonna Di Paliano, “Multicomponent Working Fluids For Organic Rankine Cycles (ORCs), *Energy* Vol. 23, No. 6, pp. 449–463, 1998
- [32] X.D. Wang, L. Zhao, “Analysis of zeotropic mixtures used in low-temperature solar Rankine cycles for power generation”, *Solar Energy* 83 (2009) 605–613
- [33] Thermoflex v.22, Thermoflow Inc. , 2012
- [34] Colonna, P., and van der Stelt, T. P., 2004, FLUIDPROP: A Program for the Estimation of Thermophysical Properties of Fluids, Energy Technology Section, Delft University of Technology, Delft, The Netherlands, <http://www.FluidProp.com>
- [35] E.W. Lemmon, M.O. McLinden, M. L. Huber, “NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties—REFPROP; Version 7.0 Users’ Guide”, U.S. Department of Commerce, August, 2002

Capitolo 4

4.1 Indagine di mercato sugli ORC e loro simulazione

Le prime applicazioni di un ciclo Rankine funzionante con un fluido diverso dall'acqua si ebbero alla fine dell'800. Nel 1883 infatti, Frank Ofeldt (spinto dalle limitanti licenze che il governo USA richiedeva per poter bollire l'acqua nei motori) sviluppò dei motori a vapore per imbarcazioni, nei quali i pistoni erano mossi da nafta bollente. La tecnologia ORC venne sviluppata seriamente e intensamente solo a partire dagli anni '70 grazie allo studio teorico di Davidson (1977) [1], Probert e al.(1983) [2] e agli esperimenti di Monahan (1976) [3] i cui primi lavori riportano, per sistemi di piccola scala, delle efficienze comprese nel range 2 - 7,5% . Generalmente i primi esperimenti videro l'utilizzo di espansori a palette ("Vane-expanders") [1,4] e di refrigeranti ad alto ODP come l'R11 o R12 (non più utilizzati negli odierni sistemi). Le prime applicazioni commerciali (oltre i 50 kW_e) apparvero alla fine degli anni '70 e negli '80 con impianti di media-scala sviluppati per applicazioni geotermiche e solari. L'azienda statunitense "Ormat", che negli anni '60 fu la pioniera nella tecnologia ORC con la produzione di micro sistemi ORC (0,2-3 kW_e), iniziò la commercializzazione di impianti di media taglia (50-600 kW_e) nel 1980-1983. "Turboden" produsse i primi impianti di media taglia (16-100 kW_e) nel periodo 1982-1984 [5] (ad oggi Turboden ed Ormat sono ancora presenti sul mercato e sono fra le aziende leader nel settore). Negli anni '80 il mercato ORC comprendeva anche altre aziende giapponesi statunitensi e europee, ora non più esistenti. Fra i fluidi organici più usati nei primi prodotti commerciali, escludendo i clorofluorocarburi , c'erano i cloro benzeni, Fluorinol 85 e il toluene [5]. Al giorno d'oggi, nel mondo, sono stati identificati più di 500 impianti ORC in opera ed oltre 1800 MWe installati e il numero sta crescendo seguendo una crescita esponenziale iniziata negli anni '80 (Figura 4.1a). Il maggior numero di impianti installati riguarda applicazioni di tipo CHP (combined heat & power) da biomasse (57%), seguito dagli impianti geotermici (22%) ed infine gli impianti WHR su motori a combustione interna e su processi industriali, (20%). Solo una piccola fetta del mercato (1%) riguarda le applicazioni solari (Figura 4.1b).

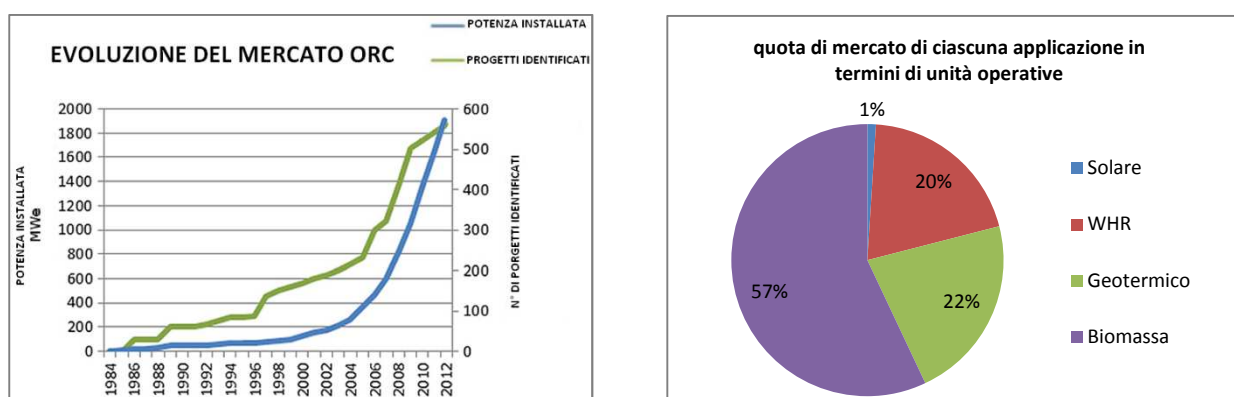


Figura 4.1a – Figura 4.1b – Evoluzione del mercato ORC e quota di mercato di ciascuna applicazione

In termini di potenza installata invece la geotermia detiene il primato (Enertime, 2011). Oltre ai già citati vantaggi, ciò che contribuisce a rendere gli ORC una tecnologia appetibile è la loro modularità. Uno stesso sistema infatti, può essere usato per sfruttare con piccole modifiche varie sorgenti di calore. Inoltre, a differenza dei cicli di potenza convenzionali, permettono di generare calore su piccola-scala in maniera localizzata. Ad oggi la maggior parte degli ORC che si

trovano in commercio riguardano un range di potenze maggiore di 50 kWe e relativamente poche soluzioni sono disponibili per il range delle decine di kWe.

4.2 Raccolta di dati relativi a impianti ORC industriali

La raccolta dei dati relativi ad ORC industriali si è rivelata difficoltosa perché in questo mercato le poche aziende produttrici forniscono raramente informazioni relative al funzionamento dei loro impianti, e adottano massicciamente la brevettazione quale strumento di difesa della proprietà intellettuale. Gli articoli scientifici prodotti da università ed enti di ricerca sono numerosi ma si riferiscono per la quasi totalità a impianti dimostrativi da laboratorio.

Nonostante queste difficoltà è stato possibile reperire dati parziali relativi al funzionamento di 6 impianti ORC, di taglia tra 125 kW e 6500 kW, di 4 costruttori differenti. Per quei valori di potenza per i quali non sono stati trovati impianti per il recupero energetico di processi industriali si è optato per impianti a fonte termica biomassa.

4.2.1 CPS Clean Cycle WHG 125

Il Clean Cycle WHG 125 è un modulo ORC con potenza elettrica nominale lorda 125 kW prodotto dalla Calnetix Power Solution (CPS), società con sede a Stuart (Florida) controllata dal 2010 dal colosso General Electric. In Italia il distributore e installatore di questa tecnologia è la società Ingeco S.r.l. con sede a Silea (TV). Le caratteristiche tecniche riportate in questi paragrafo si riferiscono a una presentazione avvenuta al Microgenforum 2012 [6] In figura 4.2 viene riportato il disegno del modulo con i relativi ingombri.



Figura 4.2 – Clean Cycle WHG 125

Il costruttore dichiara elevati rendimenti di conversione grazie alla tecnologia IPM (Integrated Power Module). Essa consiste nell'integrazione di 3 differenti tecnologie proprietarie, quali l'uso di un generatore elettrico a magneti permanenti ad alta velocità, l'adozione di cuscinetti magnetici per la sostentazione, la conversione dell'energia elettrica prodotta ai parametri di rete mediante l'elettronica di potenza.

Il fluido utilizzato nel ciclo ORC è il refrigerante R245fa, non infiammabile. Si riportano in figura 4.3 le caratteristiche termodinamiche del ciclo così come dichiarate. Il caso a cui il recupero si riferisce è quello con fumi di un motore endotermico. Il vettore termico ad alta temperatura è acqua pressurizzata, che viene portata alla temperatura massima di 140°C. Dal punto di vista impiantistico si può osservare come il ciclo adotti un recuperatore e che il condensatore sia ad aria. Inoltre il fluido in ingresso alla turbina è in condizioni di saturazione.

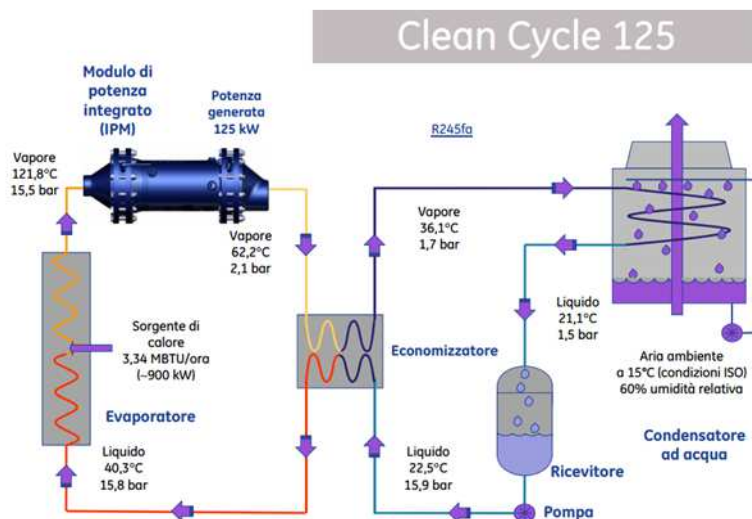


Figura 4.3 – caratteristiche termodinamiche Clean Cycle 125

4.2.2 Turboden CHP 4 Split

La Turboden è un'azienda con sede a Brescia attiva fin dagli anni '80 nella tecnologia ORC, campo in cui è stata tra i pionieri. E' stata acquisita nel 2009 dal gruppo americano Pratt and Whitney, afferente all'impero industriale UTC (United Technologies Company). L'azienda italiana vanta un ampio catalogo con applicazioni nei settori biomasse, recupero termico, geotermia e solare termodinamico. Il fluido organico su cui la Turboden si è concentrata negli ultimi anni per le sue applicazioni è l'MDM. La CHP 4 Split fa parte delle applicazioni aventi come sorgente termica caldaie a biomasse. I dati presenti in questo paragrafo provengono da un rapporto [7] dell'azienda Ricerca sul Sistema Energetico, afferente al GSE (Gestore Servizi Energetici). La tabella 4.1 riporta gli input e gli output principali dell'impianto e le prestazioni principali.

Tabella 4.1 – Caratteristiche termodinamiche Clean Cycle

INPUT – Olio diatermico	
Temperatura nominale circuito alta temperatura (entrata/uscita) [°C]	310/250
Potenza termica circuito alta temperatura [kW]	2100
Temperatura nominale circuito Bassa temperatura (entrata/uscita) [°C]	250/310
Potenza termica circuito Bassa temperatura [kW]	200
Potenza termica totale in ingresso [kW]	2300
OUTPUT – Acqua calda	
Temperatura acqua calda (entrata/uscita) [°C]	60/80
Potenza termica dell'acqua calda [kW]	1844
PRESTAZIONI	
Potenza elettrica attiva lorda [kW]	424
Efficienza elettrica lorda [%]	18,2
Autoconsumi elettrici [kW]	24
Potenza elettrica attiva netta [kW]	400
Efficienza elettrica netta [%]	17,4
Caratteristiche	
Generatore elettrico: asincrono trifase (B.T. 400V)	
Configurazione impianto: single sid	

In figura 4.4 viene riportato un layout schematico del sistema. In particolare è possibile notare il sistema Split che può far bypassare parte del fluido dal rigeneratore consentendo di massimizzare la produzione di energia elettrica a parità di consumo di biomassa.

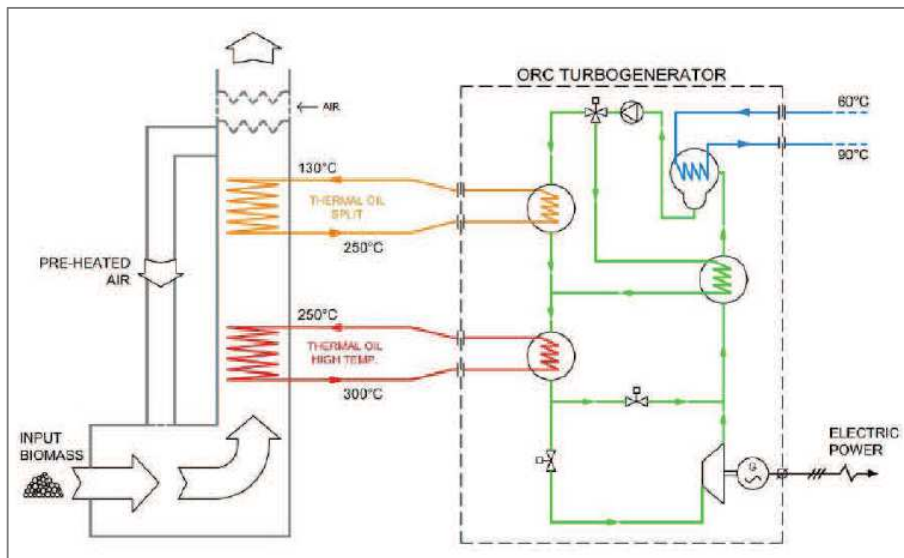


Figura 4.4 – caratteristiche termodinamiche Clean Cycle

4.2.3 Turboden HR 6

Dal cataloghi Turboden, consultabili anche sul sito dell'azienda, è possibile reperire dati di input e output complessivi d'impianto. Il caso che si è scelto di approfondire è quello di un modello che effettua recupero termico di calore producendo 600 kW_{el}, denominato HR6. Si riportano in tabella 4.2 i principali dati raccolti.

Tabella 4.2 Principali input ed output termici relativi all'impianto Turboden HR 6

Temperatura in/out olio diatermico [°C]	270/140
Potenza termica entrante [MW]	2,0
Temperatura in/out acqua raffreddamento [°C]	25/35
Potenza termica scaricata al condensatore [MW]	2,4
Potenza elettrica lorda [MW]	600
Potenza lorda [%]	20,00
Autoconsumi elettrici [MW]	25

In un articolo industriale legato al mondo Turboden [8] è possibile trovare che il rendimento isoentropico della turbina è dichiarato essere superiore all'85%. Nello stesso articolo è possibile reperire anche il layout tipico degli impianti Turboden HR, che prevede l'adozione di un rigeneratore, come mostrato in figura 4.5. Inoltre si nota dal diagramma T-s riportato nella stessa figura come il fluido non venga surriscaldato prima dell'ingresso in turbina, ma si trovi in condizioni sature.

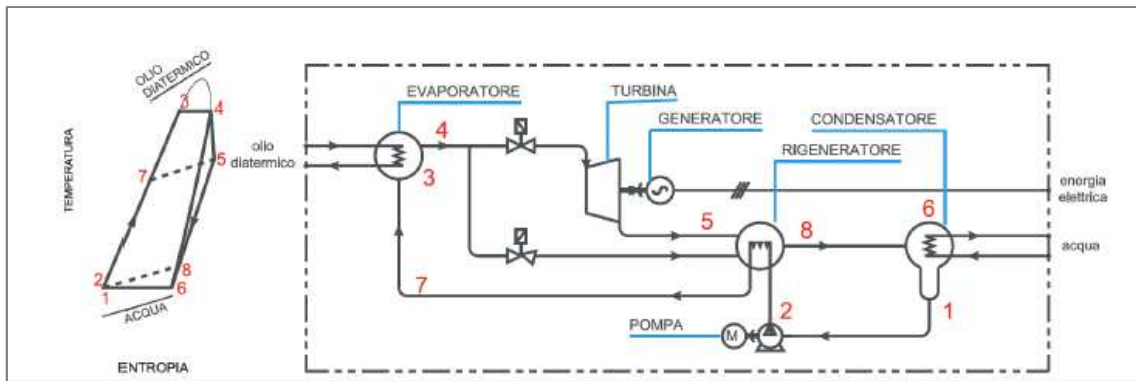


Figura 4.5– caratteristiche termodinamiche Clean Cycle

4.2.4 Turboden recupero da fumi motore Diesel

Nell'articolo [8] già citato nel paragrafo precedente, è possibile reperire i dati, che vengono riportati in tabella 4.3, di un caso di studio relativo ad un recupero dai fumi di scarico di un motore Diesel.

Tabella 4.3 Parametri di prestazione riportati per il ciclo ORC Turboden recupero da fumi motore Diesel

Temperatura uscita gas processo [°C]	160
Potenza elettrica netta generata [kW]	1127
Pressione di evaporazione [bar]	10
Pressione di condensazione [bar]	0.12
Salto entalpico [kJ/kg]	105

In figura 4.6 viene riportato il relativo diagramma di scambio T-Q. Da esso è possibile stimare che la temperatura in ingresso dei fumi sia attorno a 375°C e che il fluido organico non subisca surriscaldamenti.

Lo schema d'impianto è analogo a quello di figura 4.5, con l'unica differenza dell'assenza dello scambiatore ad olio tra sorgente calda e fluido organico, visto che lo scambio avviene direttamente con i fumi caldi, come mostra il diagramma di scambio termico.

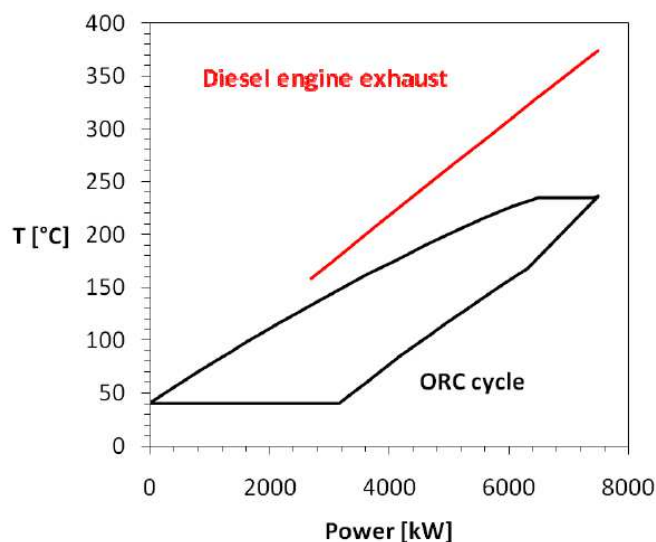


Figura 4.6 – Diagramma di scambio T-Q

4.2.5 Impianto Ormat 150 Mile House

L'articolo a cui fa riferimento questo paragrafo [9] analizza il ripotenziamento di una stazione di compressione nei pressi dell'insediamento di 150 Mile House, situato nella Columbia Britannica (Canada). Questo impianto si inserisce in un più ampio progetto di recupero termico relativo al "Northern Border Pipeline", il più grande gasdotto che collega Canada e Stati Uniti, lungo circa 2000 km e comprendente 16 stazioni di pompaggio. Il progetto [10] prevede di effettuare recupero termico dai fumi dei turbogas presenti, che hanno potenza elettrica installata totale pari a 370 MW e scaricano 725 MW di potenza termica dai fumi. Lo scopo del progetto è di recuperare almeno 80MW di potenza elettrica dal calore di scarto, incrementano così la potenza installata del 20%.

Il recupero avviene mediante un ciclo ORC fornito dalla Ormat, compagnia americana attiva in questa tecnologia con la gamma OEC (Ormat Energy Converter). L'articolo [9] riporta lo schema d'impianto, riportato in figura 4.7, per la stazione di pompaggio di 150 Mile House, dal quale si osserva la presenza di un circuito intermedio di olio diatermico e l'utilizzo di condensatori ad aria. Il fluido organico operante è il pentano. Visti i dati di pressione e temperatura in ingresso alla turbina, si osserva che il fluido è lievemente surriscaldato.

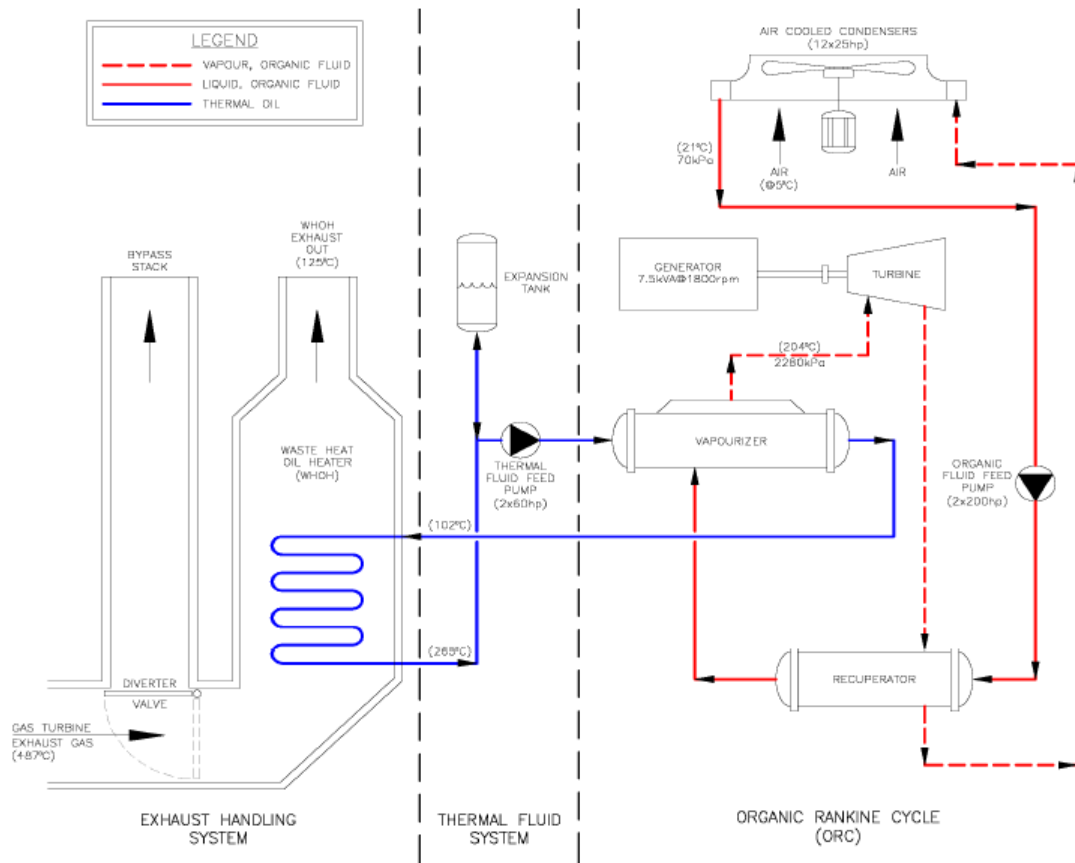


Figura 4.7 – Schema Impianto Ormat 150 Mile House

Il turbogas su cui viene effettuato il recupero termico in questa applicazione è il GE Pgt 25. E' possibile reperire le caratteristiche principali di questa macchina dal catalogo del costruttore [11]. In esso si trova che alla potenza nominale (22.417 MW) la portata dei fumi è 68.9 kg/s. Nell'articolo si legge invece che nell'installazione a 150 Mile House la turbina è operata a 18 MW. Ipotizzando che questa regolazione sia stata effettuata mantenendo costante il salto entalpico in turbina, è possibile ricavare la portata dei fumi tramite una semplice proporzione

$$\dot{m}_{fumi\ 18.5MW} = 68.9 \frac{kg}{s} \cdot \frac{18.5 MW}{22.417 MW} = 56.90 \frac{kg}{s}$$

Tramite un bilancio termico allo scambiatore di calore fumi-olio è possibile determinare la portata di olio circolante, noti i salti termici in gioco dal layout di figura 4.8. Si utilizzano nel calcolo i calori specifici medi tipici per fumi e olio diatermico.

$$\dot{m}_{olio} = 56.9 \frac{kg}{s} \cdot \frac{1.148 \text{ kJ}/(kg\ K) \cdot (487^\circ C - 125^\circ C)}{2.401 \text{ kJ}/(kg\ K) \cdot (265^\circ C - 102^\circ C)} = 60.42 \frac{kg}{s}$$

La potenza netta sviluppata dall'ORC è dichiarata essere 4.5 MW. Aggiungendo le potenze assorbite dagli ausiliari (pompe, ventilatori riportati in figura 4.8) la potenza lorda del sistema ORC risulta essere 5.097 MW.

4.2.6 GE ORegen PGT 25+

Il gruppo GE, come già illustrato, commercializza soluzioni per la valorizzazione energetica dei fumi dei propri turbogas mediante cicli ORC, denominando tale tecnologia ORegen. L'esempio di un P&I di un impianto fornito è presente in figura 4.8.

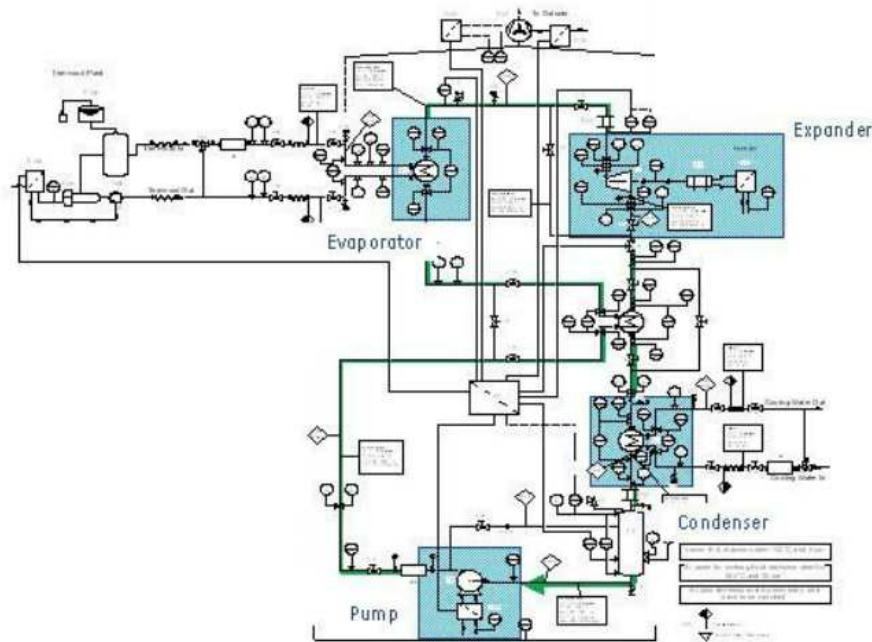


Figura 4.8 – Schema Impianto GE ORegen PGT 25

Il recupero viene effettuato conferendo il calore di scarto dei fumi all'olio diatermico così da alimentare un ciclo Rankine organico. Quest'ultimo utilizza come fluido di lavoro il ciclopentano, che dopo un'analisi comparativa è risultato essere il migliore fluido per questo tipo d'impiego, nonostante il grande svantaggio dell'inflammabilità [12]. E' questo uno dei motivi principali che hanno portato all'adozione del circuito di scambio intermedio ad olio.

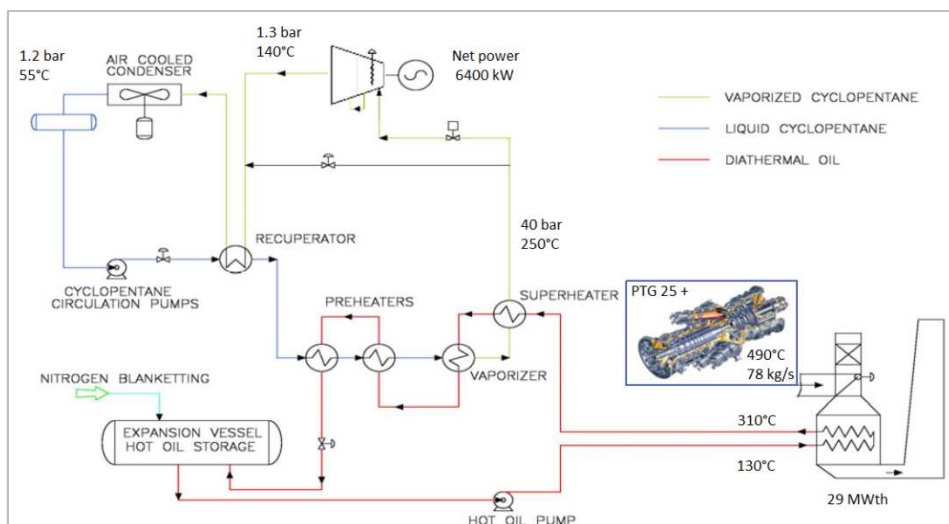


Figura 4.9 – Lay out impianto

E' stato possibile reperire [13] il layout con alcuni dati termodinamici relativi a un'applicazione di recupero energetico della turbina Pgt 25 + che opera con fluido in ingresso alla turbina surriscaldato. Esso viene riportato in figura 4.9.

4.3 Simulazione degli impianti ORC mediante Thermoflex

Come già accennato il settore industriale degli ORC non rilascia molte informazioni sugli stati termodinamici interni di cicli effettivamente costruiti, dati fondamentali per capire lo stato dell'arte della tecnologia e poter proseguire con nuovi progetti. Sarebbe infatti interessante conoscere parametri quali il rapporto di compressione della turbina β , il rapporto volumetrico d'espansione VER, il coefficiente di scambio UA degli scambiatori, al fine di potere svolgere analisi termodinamiche ed economiche più dettagliate. In questa seconda parte del capitolo vengono, per questo motivo, presi i dati parziali forniti dai costruttori ORC, già descritti nella parte precedente del capitolo, ed utilizzati come punto di partenza per la simulazione termodinamica dell'impianto. Naturalmente per svolgere tali simulazioni si dimostra necessario ipotizzare ulteriori parametri, il più realistici possibili. Le simulazioni sono state svolte mediante l'utilizzo del programma Thermoflex, mentre i dati relativi alle curve limite dei fluidi, necessari per costruire i diagrammi T_s derivano dal programma FluidProp già descritto nel capitolo 3.

4.3.1 Simulazione CPS Clean Cycle WHG 125

Nel layout di figura 4.10 sono riassunte le informazioni sul ciclo termodinamico a fluido organico relative al sistema CPS Clean Cycle WHG 125, già descritto nel paragrafo 4.2.1 di questo capitolo.

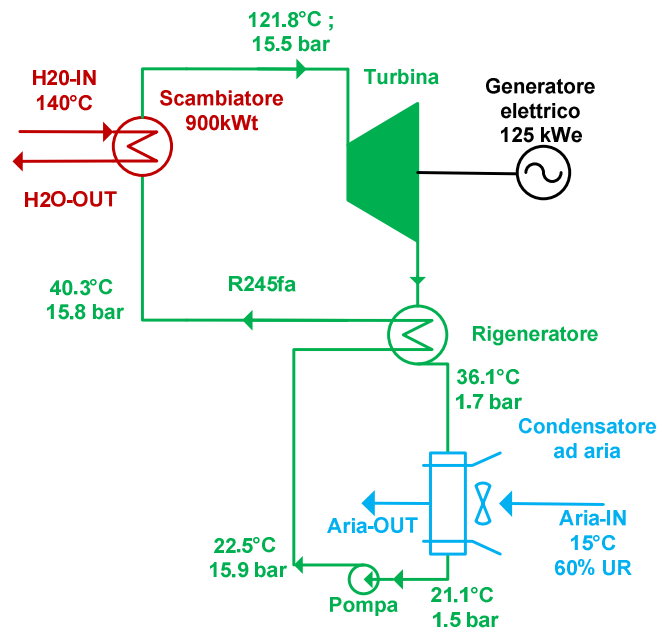


Figura 4.10 – Lay out sistema CPS Clean Cycle WHG 125

La simulazione dell'impianto, realizzata mediante Thermoflex 22, è stata ottenuta mediante procedimento iterativo avendo come obiettivo quello di ricavare l'unico dato di output disponibile, la potenza elettrica lorda prodotta dalla turbina.

I parametri di input scelti, non presenti nel layout di figura 4.10, sono stati:

- Rendimento isoentropico della turbina: 91,5%
- Perdite di carico allo scambiatore-rigeneratore lato caldo: 20%

Altri parametri generali di input sono stati scelti da quelli di default dal programma, come ad esempio:

- Perdite di pressione negli scambiatori: 2%
- Perdite di calore negli scambiatori: 1%
- Rendimento meccanico della turbina: 99%
- Rendimento meccanico della pompa: 97%

Si riporta in figura 4.11 lo schema di simulazione di Thermoflex 22, dove sono evidenziati per ogni corrente di processo pressione, temperatura, portata massica e entalpia specifica.

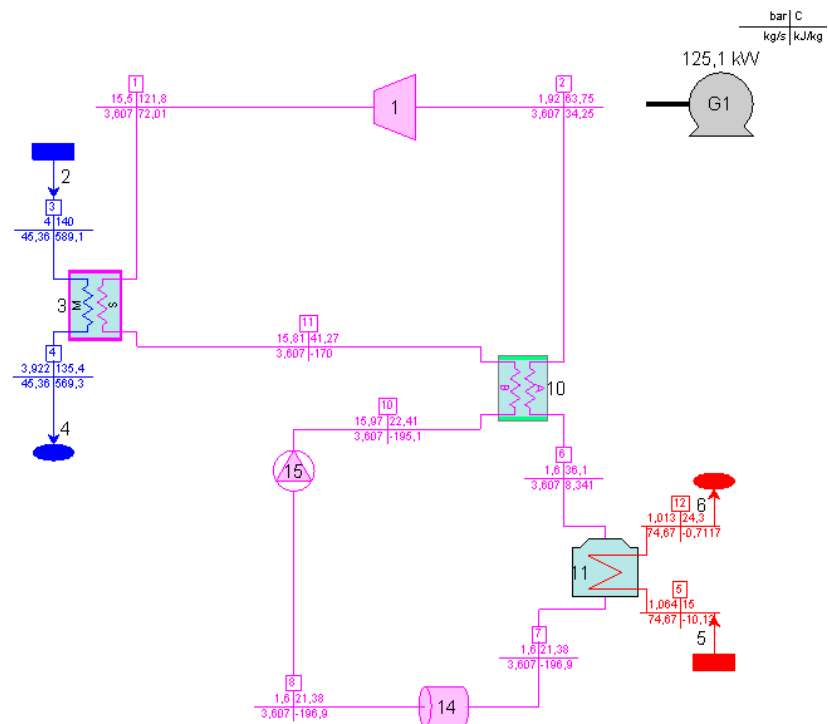


Figura 4.11 – Schema di simulazione Thermoflex sistema CPS Clean Cycle WHG 125

In figura 4.12 viene riportato il diagramma termodinamico T-s del ciclo appena simulato.

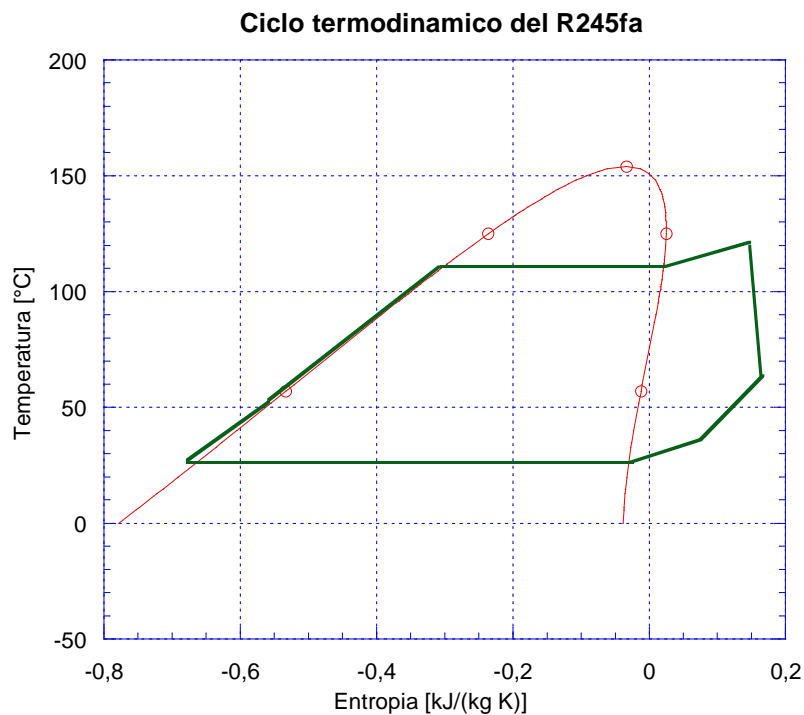


Figura 4.12 – Diagramma T-s del sistema CPS Clean Cycle WHG 125

Nella tabella 4.4 vengono infine riportati i dati caratteristici dell'impianto simulato insieme a qualche parametro d'interesse.

Tabella 4.4 Dati principali della simulazione

Impianto	GE Clean Cycle
Fluido Organico	R245fa
Potenza elettrica lorda [kW]	125,1
Rendimento lordo [%]	14,3
Lavoro specifico [kJ/kg]	34,68
Pressione massima [bar]	15,5
Pressione minima [bar]	1,6
Beta [-]	8,67
VER [-]	8,62
UA scambiatore [kW/K]	24,98
UA recuperatore [kW/K]	5,114
UA condensatore [kW/K]	106,5

4.3.2 Simulazione Turboden CHP 4 Split

Nel layout di figura 4.13 sono riassunte le informazioni sul ciclo termodinamico a fluido organico relative all'impianto Turboden CHP 4 Split, già descritto nel paragrafo 4.2.2 di questo capitolo.

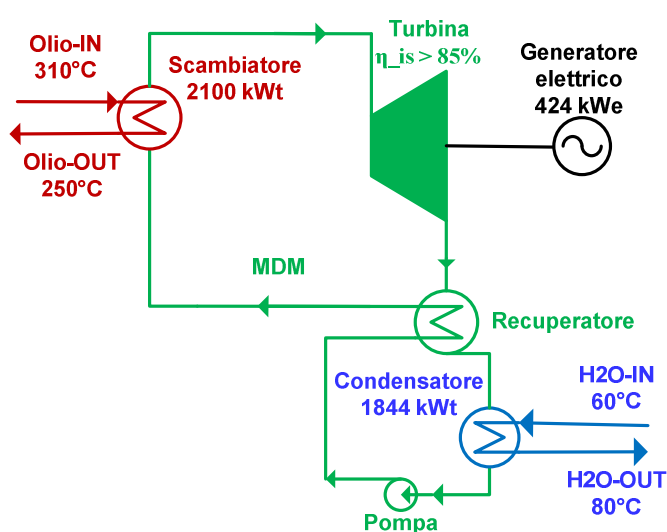


Figura 4.13 – Diagramma T_s del sistema CPS Clean Cycle WHG 125

La simulazione dell'impianto, ottenuta grazie al software Thermoflex 22, è stata realizzata mediante un procedimento iterativo avendo come obiettivo quello di ricavare l'unico dato di output disponibile, la potenza elettrica lorda prodotta dalla turbina.

Per quanto riguarda la scelta dell'olio diatermico [14], di cui la Turboden non dichiara la tipologia, l'utilizzo di un catalogo e le temperature in gioco suggeriscono l'utilizzo di olio Dowtherm Q, le cui prestazioni sono comparate a quelle di altri olii in figura 4.14. Questo tipo di olio è tra l'altro presente nelle librerie di Thermoflex 22 ed è stato usato nelle simulazioni di tutti gli impianti Turboden.

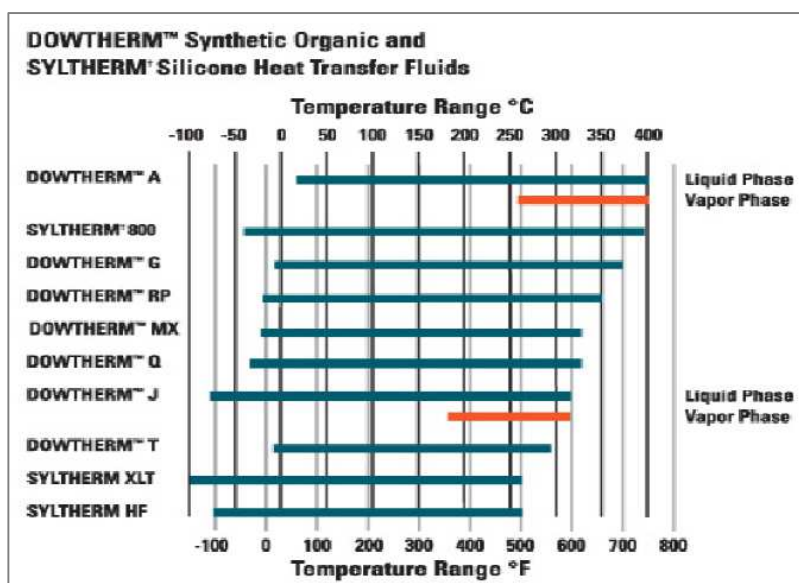


Figura 4.14– Olii diatermici a confronto

I parametri di input scelti per la simulazione, non presenti nel layout di figura 4.13, sono stati:

- Pressione massima: 7bar
- Pressione di condensazione: 0,15bar
- Efficienza dello scambiatore-recuperatore: 79%

Altri parametri generali di input sono stati scelti da quelli di default dal programma, come ad esempio:

- Perdite di pressione negli scambiatori: 2%
- Perdite di calore negli scambiatori: 1%
- Rendimento meccanico della turbina: 99%
- Rendimento meccanico della pompa: 97%

Si riporta in figura 4.15 lo schema di simulazione eseguito con Thermoflex 22, dove sono evidenziati, per ogni corrente di processo, pressione, temperatura, portata massica e entalpia specifica.

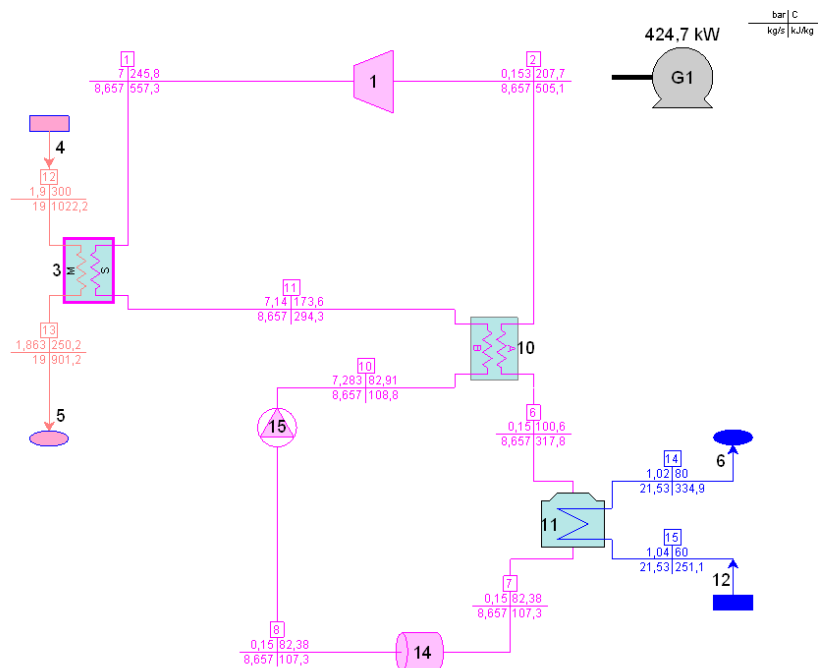


Figura 4.15 – Schema di simulazione thermoflex Turboden CHP 4 Split

In figura 4.16 viene riportato il diagramma termodinamico T-s del ciclo appena simulato.

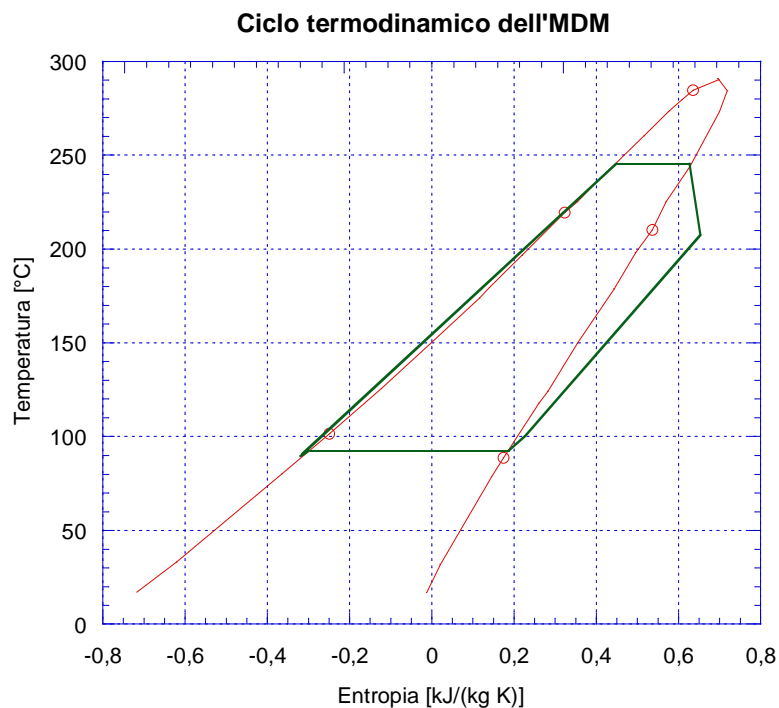


Figura 4.16 – Diagramma termodinamico Turboden CHP 4 Split

Nella tabella 4.5 vengono infine riportati i dati caratteristici dell'impianto simulato, insieme a qualche parametro d'interesse.

Tabella 4.5 Dati principali della simulazione

Impianto	Turboden CHP 4 Split
Fluido Organico	MDM
Potenza elettrica lorda [kW]	424,7
Rendimento lordo [%]	18,7
Lavoro specifico [kJ/kg]	49,06
Pressione massima [bar]	7
Pressione minima [bar]	0,15
Beta [-]	45,75
VER [-]	61,27
UA scambiatore [kW/K]	45,99
UA recuperatore [kW/K]	64,26
UA condensatore [kW/K]	85,76

4.3.3 Simulazione Turboden HR 6

Nel layout di figura 4.17 sono riassunte le informazioni sul ciclo termodinamico a fluido organico relative all'impianto Turboden HR 6, già descritto nel paragrafo 4.2.3 di questo capitolo.

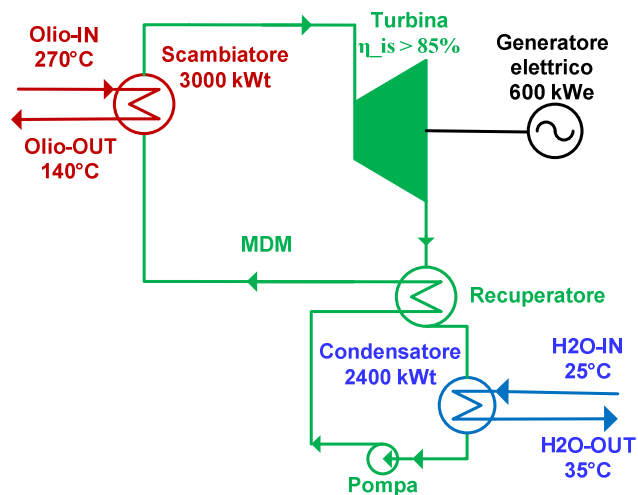


Figura 4.17 Layout Turboden HR 6

La simulazione dell'impianto, ottenuta grazie al software Thermoflex 22, è stata realizzata mediante un procedimento iterativo avendo come obiettivo di ricavare l'unico dato di output disponibile, la potenza elettrica lorda prodotta dalla turbina. Per quanto riguarda la scelta dell'olio diatermico si ripetono le stesse considerazioni fatte nel paragrafo precedente.

I parametri di input scelti per la simulazione, non presenti nel layout di figura 4.18, sono stati:

- Pressione massima: 2,7 bar
- Pressione di condensazione: 0,045 bar
- Rendimento isoentropico turbina: 88%

Altri parametri generali di input sono stati scelti da quelli di default dal programma, come ad esempio:

- Perdite di pressione negli scambiatori: 2%
- Perdite di calore negli scambiatori: 1%
- Rendimento meccanico turbina: 99%
- Rendimento meccanico pompa: 97%

Si riporta in figura 4.18 lo schema di simulazione eseguito con Thermoflex 22, dove sono evidenziati per ogni corrente di processo pressione, temperatura, portata massica e entalpia specifica.

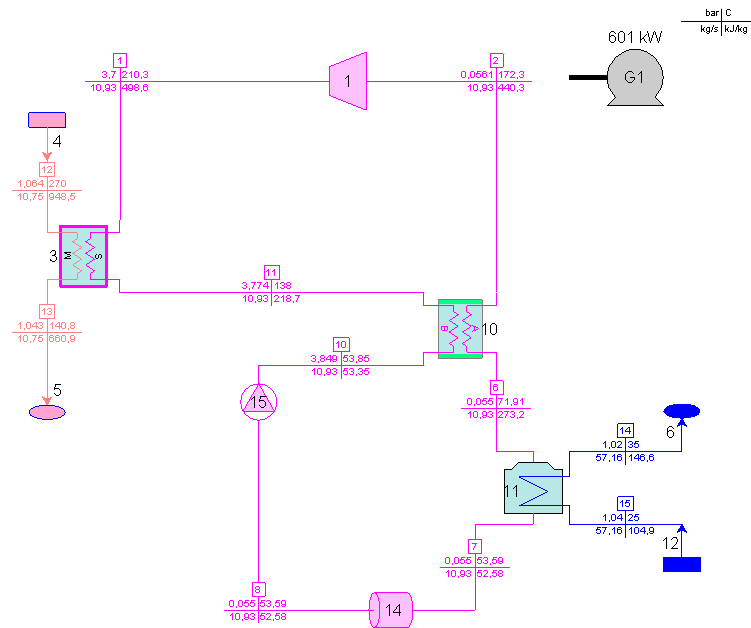


Figura 4.18 – Schema di simulazione thermoflex Turboden HR 6

In figura 4.19 viene riportato il diagramma termodinamico T-s del ciclo appena simulato.

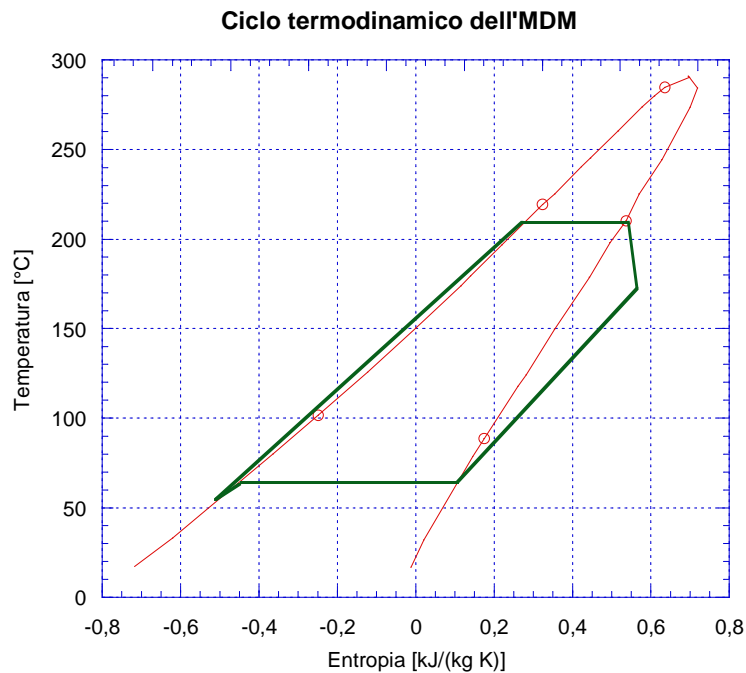


Figura 4.19 – Diagramma termodinamico Turboden HR 6

Nella tabella 4.6 vengono infine riportati i dati caratteristici dell'impianto simulato, insieme a qualche parametro d'interesse.

Tabella 4.6 Dati principali della simulazione

Impianto	Turboden HR6
Fluido Organico	MDM
Potenza elettrica lorda [kW]	601
Rendimento lordo [%]	19,6
Lavoro specifico [kJ/kg]	54,99
Pressione massima [bar]	2,7
Pressione minima [bar]	0,055
Beta [-]	65,95
VER [-]	74,90
UA scambiatore [kW/K]	655,2
UA recuperatore [kW/K]	71,42
UA condensatore [kW/K]	62,79

4.3.4 Simulazione Turboden recupero da fumi motore Diesel

Nel layout di figura 4.20 sono riassunte le informazioni sul ciclo termodinamico a fluido organico relative all'impianto Turboden recupero da fumi motore Diesel, già descritto nel paragrafo 4.2.4 di questo capitolo.

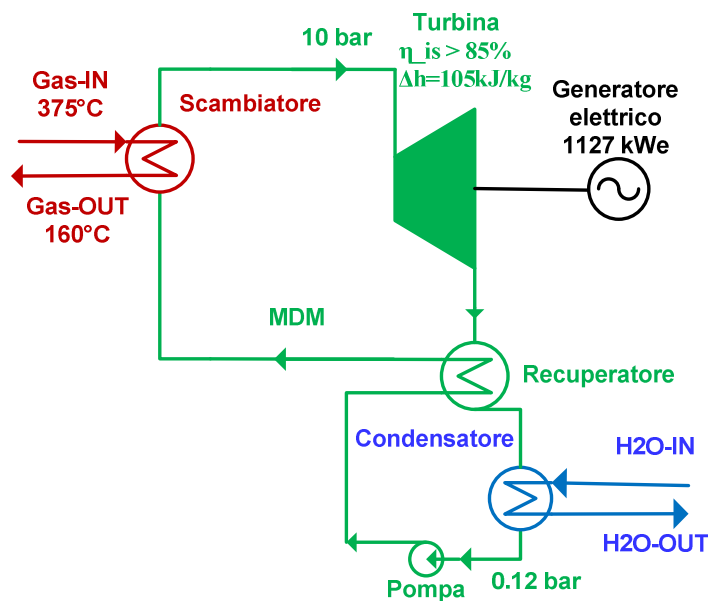


Figura 4.20 Layout Turboden recupero fumi da motore Diesel

La simulazione dell'impianto, ottenuta grazie al software Thermoflex 22, è stata realizzata mediante un procedimento iterativo avendo come obiettivo di ricavare i dati di output disponibili, la potenza elettrica lorda prodotta dalla turbina e il relativo salto entalpico. I parametri di input scelti per la simulazione, non presenti nel layout di figura 4.20, sono stati:

- Portata fumi allo scambiatore: 30,4 kg/s
- Rendimento isoentropico turbina: 95%

- Temperatura ingresso/uscita acqua di raffreddamento: 20/35 °C

Altri parametri generali di input sono stati scelti da quelli di default dal programma, come ad esempio:

- Perdite di pressione negli scambiatori: 2%
- Perdite di calore negli scambiatori: 1%
- Rendimento meccanico turbina: 99%
- Rendimento meccanico pompa: 97%

Si riporta in figura 4.21 lo schema di simulazione eseguito con Thermoflex 22, dove sono evidenziati per ogni corrente di processo pressione, temperatura, portata massica e entalpia specifica.

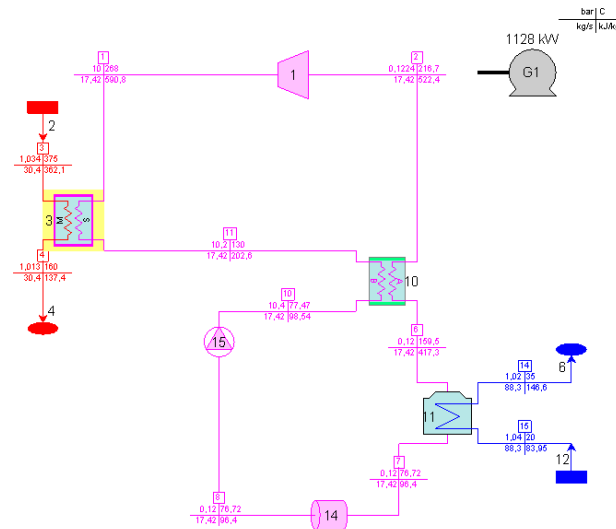


Figura 4.21 – Schema di simulazione thermoflex Turboden recupero fumi da motore diesel

In figura 4.22 viene riportato il diagramma termodinamico T-s del ciclo appena simulato.

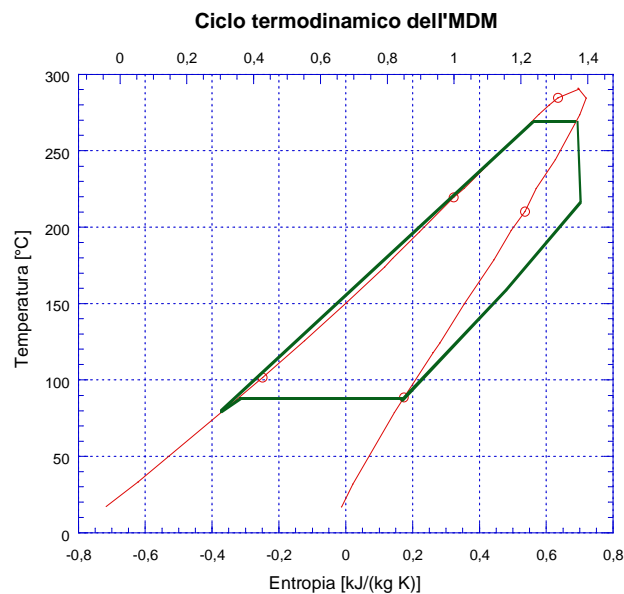


Figura 4.22 – Diagramma termodinamico T_s dell'MDM

Nella tabella 4.7 vengono infine riportati i dati caratteristici dell'impianto simulato e insieme a qualche parametro d'interesse.

Impianto	Turboden rec fumi Diesel
Fluido Organico	MDM
Potenza elettrica lorda [kW]	1127
Rendimento lordo [%]	16,7
Lavoro specifico [kJ/kg]	64,8
Pressione massima [bar]	10
Pressione minima [bar]	0,12
Beta [-]	81,7
VER [-]	127,7
UA scambiatore [kW/K]	135,1
UA recuperatore [kW/K]	21,5
UA condensatore [kW/K]	80,1

Nel layout di figura 4.23 sono riassunte le informazioni sul ciclo termodinamico a fluido organico relative all'impianto Ormat di 150 Mile House, già descritto nel paragrafo 4.2.5 di questo capitolo.



La simulazione dell'impianto, ottenuta grazie al software Thermoflex 22, è stata realizzata mediante un procedimento iterativo avendo come obiettivo di ricavare l'unico dato di output disponibile, la potenza elettrica lorda prodotta dalla turbina.

I parametri di input scelti per la simulazione, non presenti nel layout di figura 4.23, sono stati:

- Efficienza dello scambiatore-recuperatore: 92%
- Rendimento isoentropico turbina: 88%

Altri parametri generali di input sono stati scelti da quelli di default dal programma, come ad esempio:

- Perdite di pressione negli scambiatori: 2%
- Perdite di calore negli scambiatori: 1%
- Rendimento meccanico turbina: 99%
- Rendimento meccanico pompa: 97%

Si riporta in figura 4.24 lo schema di simulazione eseguito con Thermoflex 22, dove sono evidenziati per ogni corrente di processo pressione, temperatura, portata massica e entalpia specifica.

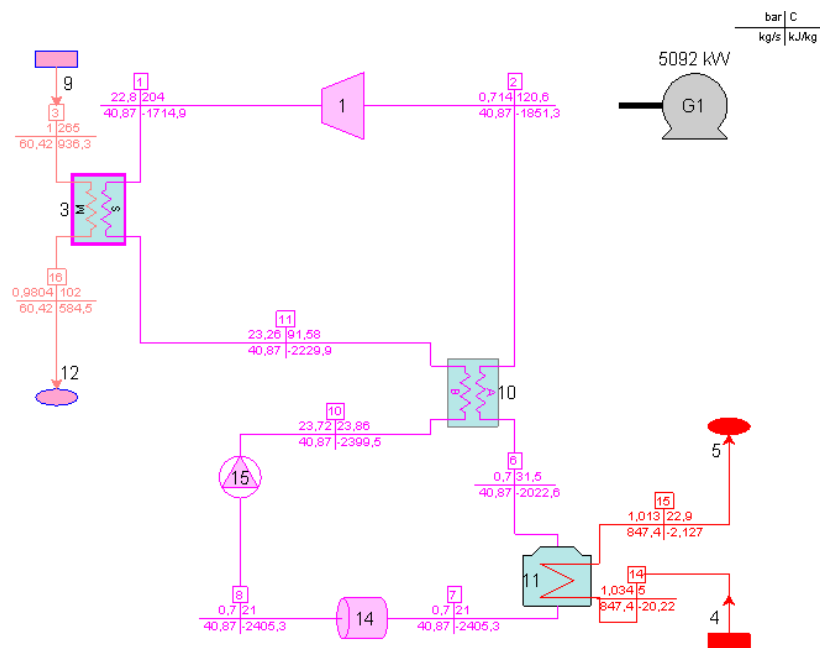


Figura 4.24– Schema di simulazione thermoflex Ormat 150 Mile House

In figura 4.25 viene riportato il diagramma termodinamico T-s del ciclo appena simulato.

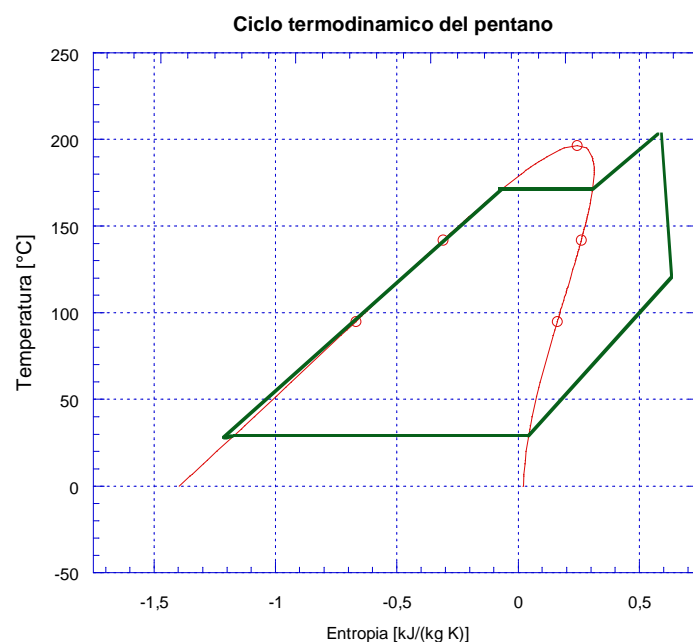


Figura 4.25 – Diagramma termodinamico T_s del pentano

Nella tabella 4.8 vengono infine riportati i dati caratteristici dell'impianto simulato e insieme a qualche parametro d'interesse.

Tabella 4.8 Dati principali della simulazione

Impianto	ORMAT
Fluido Organico	PENTANO
Potenza elettrica lorda [kW]	5092
Rendimento lordo [%]	24,2
Lavoro specifico [kJ/kg]	124,6
Pressione massima [bar]	22,8
Pressione minima [bar]	0,7
Beta [-]	31,93
VER [-]	38,8
UA scambiatore [kW/K]	1511
UA recuperatore [kW/K]	432,3
UA condensatore [kW/K]	1662

4.3.6 Simulazione GE ORgen PGT 25+

Nel layout di figura 4.26 sono riassunte le informazioni sul ciclo termodinamico a fluido organico relative al sistema GE ORgen PGT 25+, già descritto nel paragrafo 4.2.6 di questo capitolo.

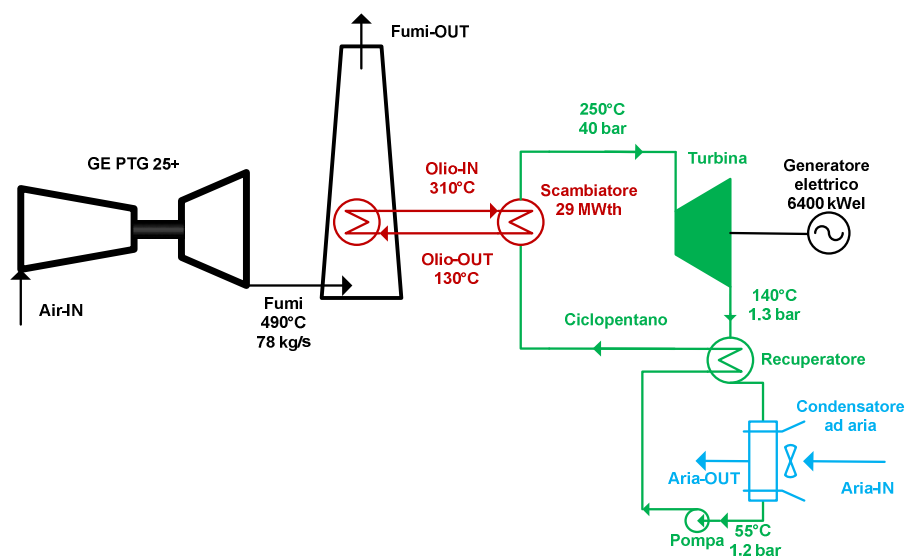


Figura 4.26- Layout impianto GE ORgen PGT 25+

La simulazione dell'impianto, ottenuta grazie al software Thermoflex 22, è stata realizzata mediante un procedimento iterativo avendo come obiettivo di ricavare l'unico dato di output disponibile, la potenza elettrica lorda prodotta dalla turbina.

I parametri di input ipotizzati per la simulazione, non presenti nel layout di figura 4.26, sono stati:

- Efficienza dello scambiatore-recuperatore: 80%
- Rendimento isoentropico turbina: 90%
- Portata di olio diatermico circolante: 72 kg/s

Altri parametri generali di input sono stati scelti da quelli di default dal programma, come ad esempio:

- Perdite di pressione negli scambiatori: 2%
- Perdite di calore negli scambiatori: 1%
- Rendimento meccanico turbina: 99%
- Rendimento meccanico pompa: 97%

Si riporta in figura 4.27 lo schema di simulazione eseguito con Thermoflex 22, dove sono evidenziati per ogni corrente di processo pressione, temperatura, portata massica e entalpia specifica. Si osserva che il circuito dell'olio è stato modellizzato aperto anziché chiuso perché Thermoflex non prevede come componente la pompa dell'olio diatermico. Inoltre, non essendo presente in libreria il turbogas PTG 25+, si è optato per il modello dalle analoghe prestazioni dello stesso costruttore LM2500+PY.

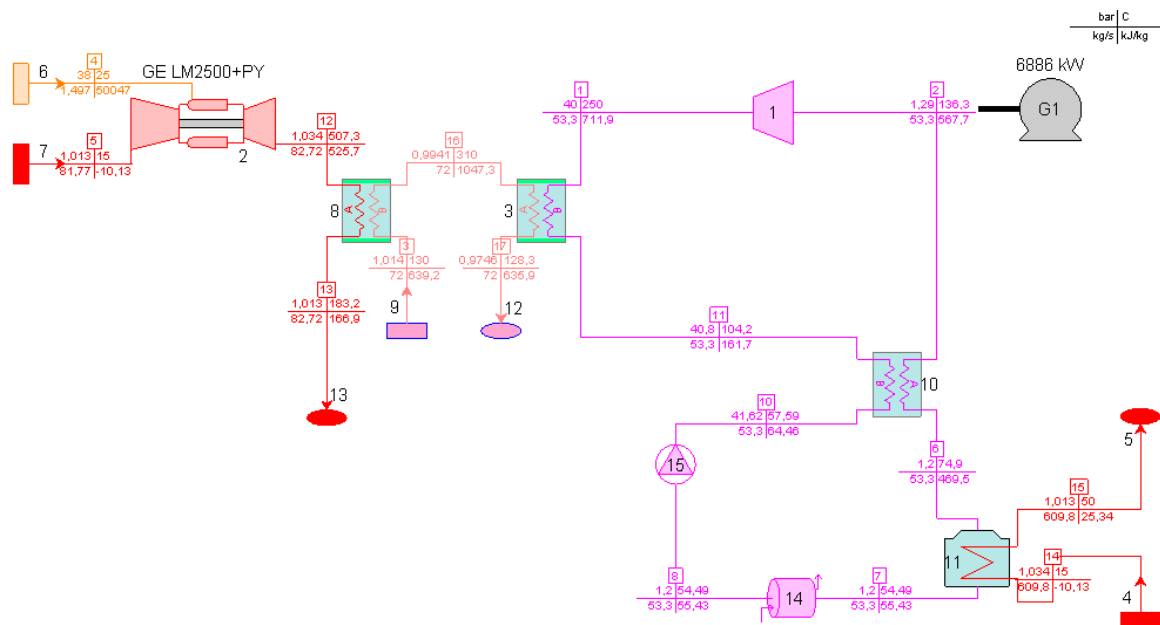


Figura 4.27 – Schema di simulazione thermoflex GE ORgen PGT 25+

Non essendo disponibile il ciclopentano tra i fluidi della libreria StanMix si è determinata la sua curva limite digitalizzando, mediante il programma DigXY, i punti del grafico di figura 4.28, disponibile in letteratura [15].

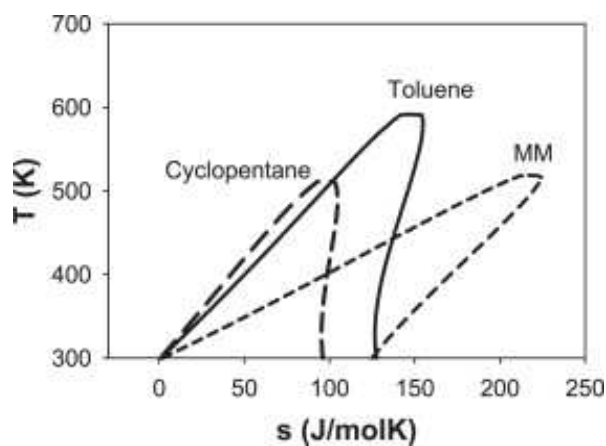


Figura 4.28 – curva limite ciclopentano

In figura 4.29 viene riportato il diagramma termodinamico T-s del ciclo appena simulato.

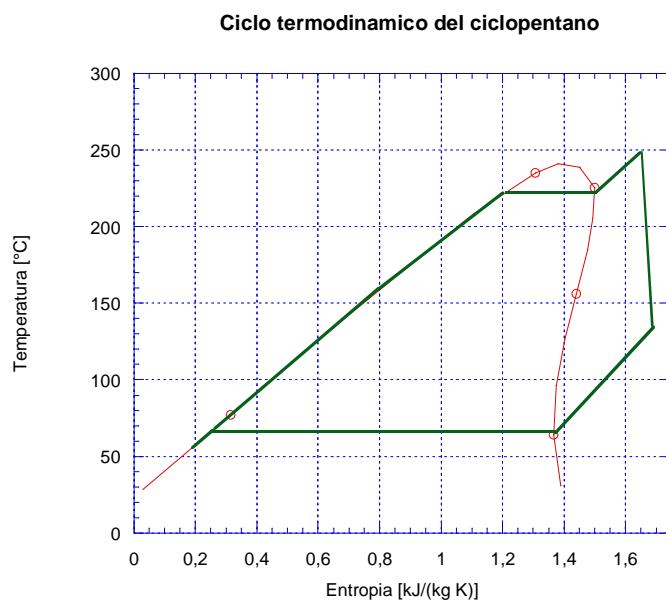


Figura 4.29 - Diagramma termodinamico T_s del ciclopentano

Nella tabella 4.9 vengono infine riportati i dati caratteristici dell'impianto simulato e insieme a qualche parametro d'interesse.

Tabella 4.9 Dati principali della simulazione

Impianto	GE ORegen PGT 25+
Fluido Organico	Ciclopentano
Potenza elettrica lorda [kW]	6403
Rendimento lordo [%]	22,1
Lavoro specifico [kJ/kg]	120,13
Pressione massima [bar]	40
Pressione minima [bar]	1,2
Beta [-]	31,01
VER [-]	39,53
UA scambiatore [kW/K]	1155
UA recuperatore [kW/K]	217,9
UA condensatore [kW/K]	1178

4.3.7 Riepilogo dei risultati ottenuti dalle simulazioni

Si riportano nella tabella 4.10 i principali dati ricavati dalle simulazioni dei 6 ORC industriali analizzati, in ordine crescente di potenza.

Tabella 4.10 - Riepilogo dei dati ottenuti dalle simulazioni dei impianti ORC industriali. In grassetto, per ogni riga, sono evidenziati i valori massimo e minimo che ogni parametro assume.

Impianto	CPS Clean Cycle WHG 125	Turboden CHP 4 Split	Turboden HR6	Turdoden rec fumi Diesel	ORMAT 150 Mile House	GE ORegen PGT 25+
Fluido organico	R245fa	MDM	MDM	MDM	Pentano	Ciclo-pentano
Potenza elettrica lorda [kW]	125.1	424.7	601	1127	5092	6403
Rendimento ORC lordo [%]	14.3	18.7	19.6	16.7	24.2	22,1
Lavoro specifico [kJ/kg]	34.68	49.06	54.99	64.8	124.6	120.13
Pressione max [bar]	15.5	7	2.7	10	22.8	40
Pressione min [bar]	1.6	0.15	0.055	0.12	0.7	1.2
Beta [-]	8.67	45.75	65.95	81.7	31.93	31.01
VER [-]	8.62	61.27	74.90	127.7	38.80	39.53
UA totale [kW/K]	136.6	196.0	790.4	236.7	3605	2551

4.4 ORC come bottomer di turbogas di taglia medio-piccola

Un grande svantaggio nell'utilizzo di turbine a gas in installazioni fisse è che in esse non viene sfruttata l'energia presente nei gas di scarico; terminata l'espansione, infatti, i fumi dispersi dai camini sono dotati di un elevato contenuto entalpico, come dimostrano le temperature di scarico dell'ordine di 400 – 550°C in relazione alle diverse tecnologie adottate.

Con l'aumentare del costo dell'energia e una maggiore attenzione al tema del risparmio energetico il recupero effettuato nei grandi turbogas finalizzati alla produzione di energie elettrica ha dato input, a partire dagli anni '70 [16] alla costruzione dei cosiddetti cicli combinati gas-vapore, i sistemi energetici a fonte fossile più efficienti oggi disponibili, che nelle configurazioni più elaborate sfiorano il 60% di rendimento elettrico, come mostrato in figura 4.30

Per le turbine a gas medie, di taglia inferiore ai 30 MW, è da non molti anni che si è iniziato a studiare come effettuare la valorizzazione elettrica del calore dei fumi, e non si è ancora affermata in questo settore una tecnologia dominante. In questo paragrafo, dopo una panoramica generale sulle varie tecnologie disponibili, ci si soffermerà all'analisi degli ORC come bottomer di turbine a gas con considerazioni sia di impianti commerciali che di analisi di prestazione mediante simulazioni.

4.4.1 Tecnologie disponibili come bottomer di Turbogas alternative agli ORC

4.4.1.1 Cicli a vapore

L'utilizzo di un ciclo a vapore a valle di una turbina a gas da origine ad un vero e proprio ciclo combinato gas-vapore. Il grafico di figura 4.30 mostra un prospetto dei cicli combinati presenti sul mercato; si mostra come, per le taglie oggetto di questo capitolo (al di sotto dei 30 MW), siano presenti pochi modelli e in generale la tecnologia adottata è quella del singolo livello di pressione. Il rendimento elettrico di questi impianti, di cui viene mostrato un layout in figura 4.31, non supera mai il 45%.

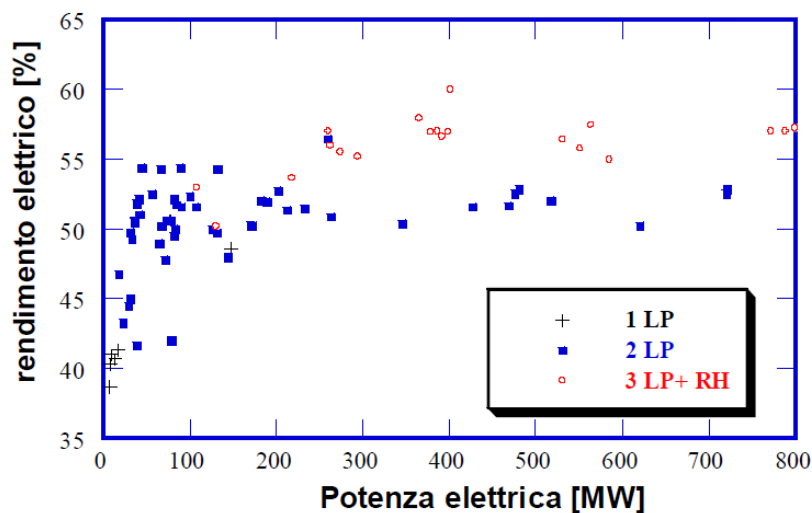


Figura 4.30 – Rendimento elettrico cicli a vapore

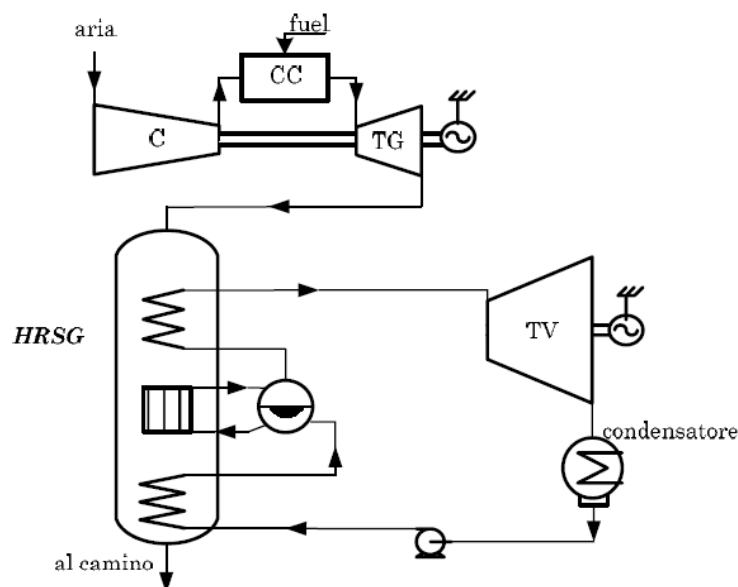


Figura 4.31 – Lay-out cicli a vapore

E' mostrato in letteratura come questa tecnologia, pur matura, non è penetrata in modo significativo nella fascia di turbine con potenza inferiore ai 10 MW a causa della complessità dell'impianto, specie della caldaia a recupero (HRSG) [17].

Una presentazione fornita dal costruttore GE, riportata in tabella 4.11 mostra il confronto tra la tecnologia ORegen (il particolare ciclo Rankine sviluppato dall'azienda) nei confronti dei tradizionali cicli combinati a 1 e 2 livelli di pressione [18].

Tabella 4.11 - Confronto comparativo tra tecnologia ORC, CC 2 livelli di pressione, CC a pressione atmosferica realizzato dal costruttore GE

ORC – Traditional Combined Cycle – Atmospheric Press Combined Cycle (this a rough comparison between products, the estimation is done for a single WHRS plant installed on a turbo compressor running at full load with 85kg/sec @ 500°C, value are in % and are compared to the ORC)			
	ORegen	CC Traditional 2 pressure levels	CC ATM Press
Output (Net)	100%	115%	80%
Capex Bottom Cycle Price	100%	125%	115%
Demi Water Production & Waste Water Treatment	Not Required	Required	Required
Installation Time	100%	130%	120%
Efficiency kWe/kWt	23%	26%	19%
Opex: consumptions (fluids refilling) \$/YR	100%	6.000%	3.000%
Opex: Human Attendance	Not Required	Required subject to local regulation	Strongly Recommended (24h)
Plant Layout	1600Mq (*)	2000Mq	1600Mq
Operating Flexibility w/o any Additional Firing	80%Electric Power @ 60% GT Load	Instability @ GT Load Variation	Instability @ GT Load Variation

(*) with air condenser

E' immediato notare come la stima del costruttore mostri che l'opzione ORC sia economicamente la più conveniente (basti guardare le spese per il capitale, il tempo d'installazione, il refilling di fluido operante, le spese operative) e dal punto di vista prestazionale sia seconda solo al decisamente più complesso ciclo a 2 livelli. Inoltre, particolare non da poco, il ciclo ORC sopporta bene l'operatività ai carichi parziali.

4.4.1.2 Cicli Kalina

Il cosiddetto ciclo Kalina è concettualmente simile a un ciclo Rankine, ma utilizza come fluido operativo una miscela di acqua e ammoniaca [19]. Questa miscela, non essendo azeotropica, durante l'ebollizione cambia la composizione tra le fasi e quindi il passaggio di fase avviene a temperatura variabile, come mostrato in figura 4.32a. In questo modo è possibile ottenere efficienze di scambio termico più elevate. Si ricorda infatti che l'area compresa tra le curve di scambio termico dei fluidi di uno scambiatore è proporzionale al calore effettivamente trasmesso.

Il funzionamento dell'impianto risulta piuttosto complicato, come mostrato dal layout di figura 4.32b. Infatti in fase di scambio termico con la sorgente calda e di espansione in turbina, la miscela di lavoro (working mixture) ha un'elevata concentrazione di ammoniaca, per cui a temperatura ambiente ha elevate pressioni di condensazione. Ciò porta conseguentemente a perdite importanti di rendimento per mancata espansione della miscela di lavoro in turbina.

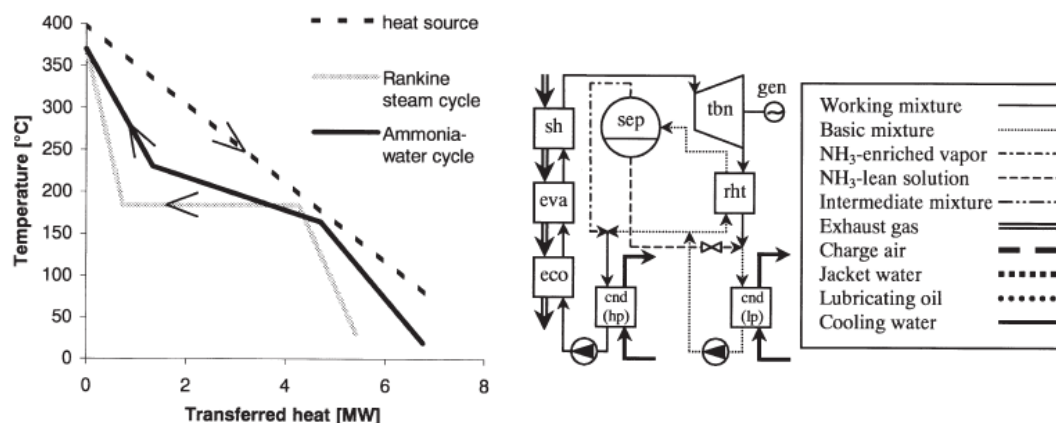


Figura 4.32a –4.32b – Diagramma TQ e lay-out cicli a Kalina

Per permettere la condensazione a pressione minore il fluido viene, dopo l'espansione in turbina, miscelato con una corrente povera in ammoniaca proveniente dal separatore, formando la cosiddetta miscela base (basic mixture), che permette di realizzare espansioni maggiori. La parte di miscela ricca uscente dal separatore viene poi unita alla miscela base prima di procedere allo scambio termico con la sorgente calda.

Il ciclo Kalina, rispetto a un classico ciclo Rankine può portare fino a 2 punti in più di rendimento [20] ma le complessità impiantistiche che si rendono necessarie fanno sì che questo vantaggio sia solo teorico. A titolo di esempio si mettono a confronto il layout per il recupero fumi di un motore Diesel mediante ciclo Kalina (figura 4.33a) e mediante ciclo Rankine a vapore a uno spillamento (figura 4.33b).

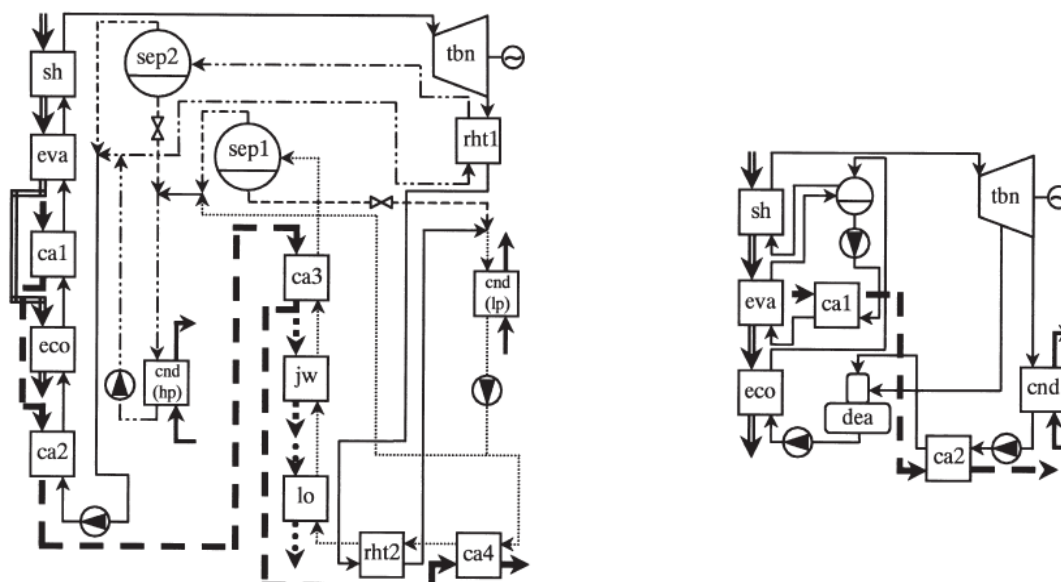


Figura 4.33 a –b – Diagramma TQ e lay-out cicli a Kalina

4.4.1.3 *Brayton Bottoming Cycle e Inverted Brayton Cycle*

Un esempio di Brayton bottoming cycle (BBC) in versione cogenerativa è riportato in figura 4.34. Si nota come i gas di scarico del topper (che è un turbogas) vengano utilizzati come sorgente termica di una nuova turbina a gas, che utilizza come fluido di lavoro aria atmosferica.

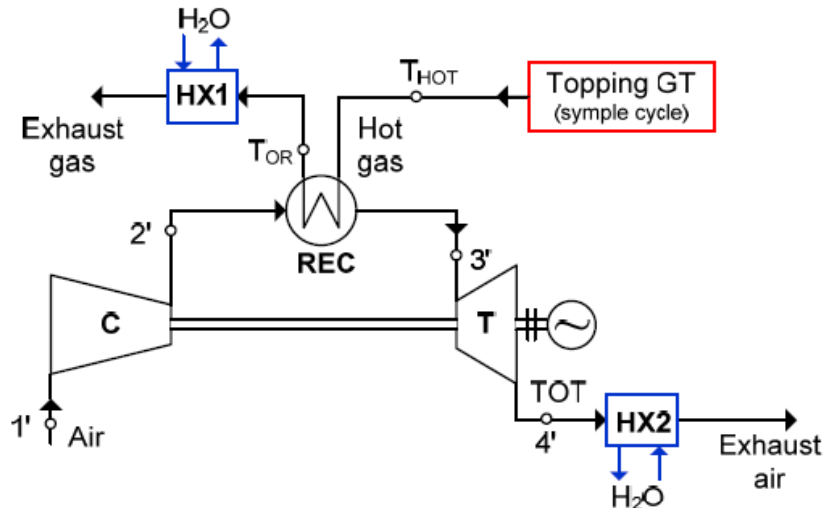


Figura 4.34 – Lay-out Brayton bottoming cycle

Nel diagramma T-s riportato in figura 4.35 si nota come di fatto venga aggiunto al ciclo di partenza un nuovo ciclo Brayton, evidenziato in colore rosso, con temperatura massima (TIT BCC) minore a quella di scarico del topper (T HOT), in relazione all'efficienza dello scambiatore recuperatore. Dal layout di figura 4.34 si nota come il recupero di energia termica si effettui agli scarichi dei fluidi operativi.

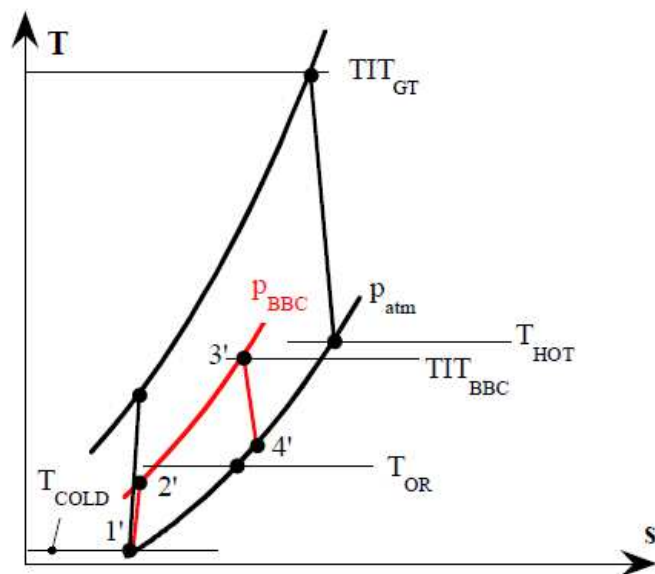


Figura 4.35 – Diagramma T-s del ciclo Brayton bottoming cycle

Un esempio di layout di recupero termico dei fumi di un turbogas mediante un Inverted Brayton cycle (IBC) in assetto cogenerativo è riportato in figura 4.36.

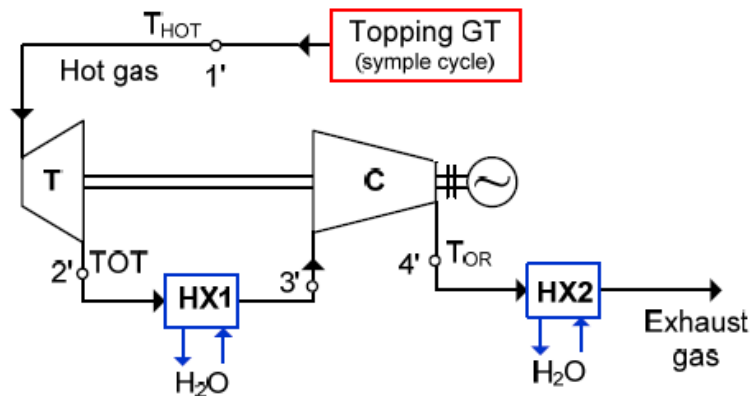


Figura 4.36 – Lay-out Brayton bottoming cycle

In questo ciclo i fumi in uscita dal turbogas vengono fatti espandere al di sotto della pressione atmosferica in turbina, raffreddati e compressi fino alla pressione atmosferica sfruttando parte dell'energia prodotta. Allo scarico è possibile avere un ulteriore raffreddamento dei fumi finalizzato alla valorizzazione del calore per altre utenze.

La figura 4.37 mostra il relativo ciclo termodinamico, evidenziando in azzurro la parte di ciclo relativa all'IBC. Si nota come la pressione minima alla quale si possa spingere il sistema (p_{low}) è in relazione con la temperatura a cui è disponibile la sorgente fredda (T_{COLD}).

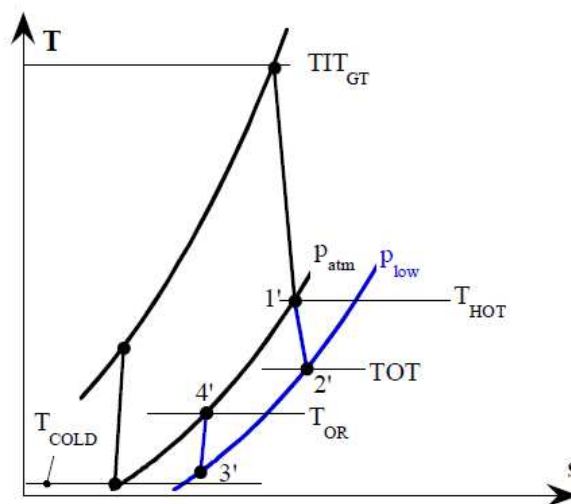


Figura 4.37 – Lay-out Brayton bottoming cycle

Uno studio comparativo tra le tecnologie BBC, IBC e ORC come bottoming di turbine a gas di taglia medio-piccola (2-28 MW) ha mostrato come in generale la scelta di un ciclo Rankine organico sia quella che garantisce un miglior sfruttamento dell'energia primaria disponibile e una più alta efficienza elettrica [21].

4.4.2 ORC come bottomer di turbine a gas

Un esempio di layout di ORC come bottomer di un ciclo Rankine organico è riportato in figura 4.38a. Si nota come i fumi provenienti dal turbogas vengano convogliati in uno scambiatore di calore al fine di vaporizzare il fluido organico che opera in un ciclo Rankine recuperato. E' possibile, come mostrato, eseguire inoltre un recupero del calore all'uscita del vaporizzatore e del condensatore. In figura 4.38b viene riportato il ciclo termodinamico corrispondente in nero al Brayton del turbogas, in verde al Rankine organico. Si osserva come la temperatura massima del ciclo Rankine sia limitata non solo dalla temperatura di scarico del Turbogas, ma anche dalla temperatura critica del fluido utilizzato.

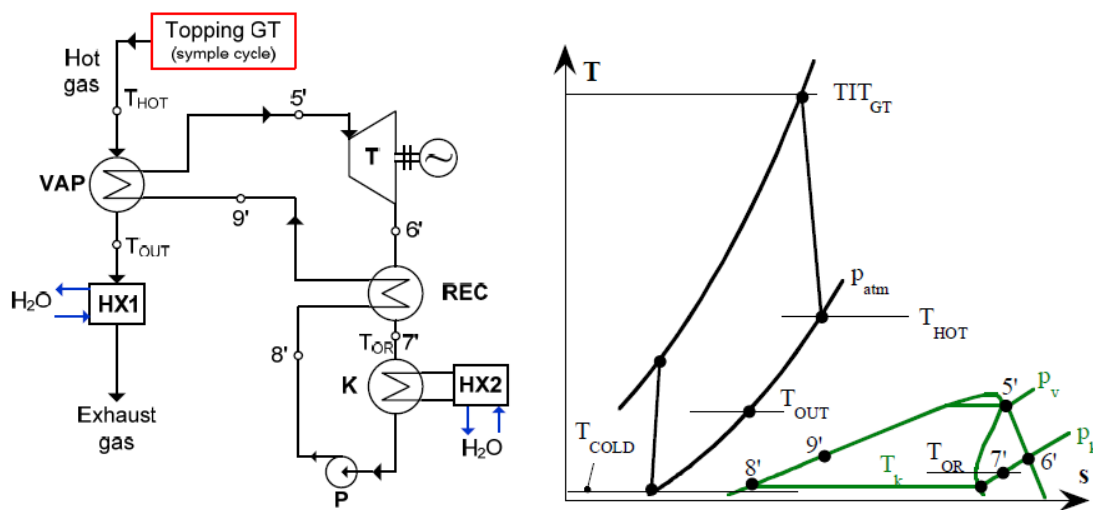


Figura 4.38 (a) e (b) – Lay-out e ciclo termodinamico Brayton bottoming cycle

Nei prossimi paragrafi verranno descritti casi industriali in cui si è fatto uso delle tecnologia ORC a valle di turbogas.

4.4.2.1 La tecnologia ORegen della GE

Il settore Oil and Gas del costruttore General Electric ha da qualche anno, sotto il nome ORegen [22] commercializzato soluzioni per la valorizzazione energetica del calore dei fumi delle proprie turbine a gas di taglia media (20 - 45 MWe) per le quali l'adozione di cicli combinati con turbina a vapore non è conveniente. Vengono riportati i dati principali di queste applicazioni in tabella 4.12. Come si può osservare si realizzano incrementi di rendimento nell'ordine del 10-12%.

Il fluido organico scelto per questa tecnologia di recupero, dopo una serie di studi realizzati dal GE Global Research Center di Monaco, è il ciclopentano [23].

Tabella 4.12 - Parametri prestazionali di turbine a gas GE recuperate mediante la tecnologia ORegen

Gas Turbine Model	Gas Turbine Power (KW)	Exhaust Flow (Kg/sec)	Exhaust Temp (°C)	Gas Turbine Efficiency (%)	ORegen Gross Output (MWe)	System Efficiency (%)
PGT25 (*)	23,261	68.9	525	37.7	6.9	48.9
PGT25+ (*)	31,364	84.3	500	41.1	7.9	51.5
PGT25+ G4 (*)	33,973	89.0	510	41.1	8.6	51.5
MS5001 (*)	26,830	125.2	483	28.4	11.3	40.4
MS5002C (*)	28,340	124.3	517	28.8	12.4	41.4
MS5002D (*)	32,580	141.4	509	29.4	13.8	41.9
MS6001B (*)	43,530	145.0	544	33.3	15.6	45.2
LM6000 (**)	43,397	125.6	454	41.7	9.7	51.1

Reference data @ISO Conditions, 100% GT Turbine load, one to one configuration

(*) Values at gas turbine shaft

(**) Values at generator terminals for LM6000PC coupled to 60 Hz generator

Come si nota dallo schema concettuale di figura 4.39, ci si trova in presenza di un ciclo di Hirn; infatti il fluido viene surriscaldato prima dell'ingresso in turbina. Inoltre, vista la pendenza negativa della curva limite superiore del fluido operativo (appartenente alla categoria dei fluidi secchi), è possibile preriscaldare (mediante parte del calore del gas uscito dalla turbina) il liquido dopo l'uscita del condensatore, tramite l'uso del cosiddetto recuperatore. Il relativo diagramma T-s di figura 4.40 evidenzia in modo sintetico tutte queste caratteristiche.

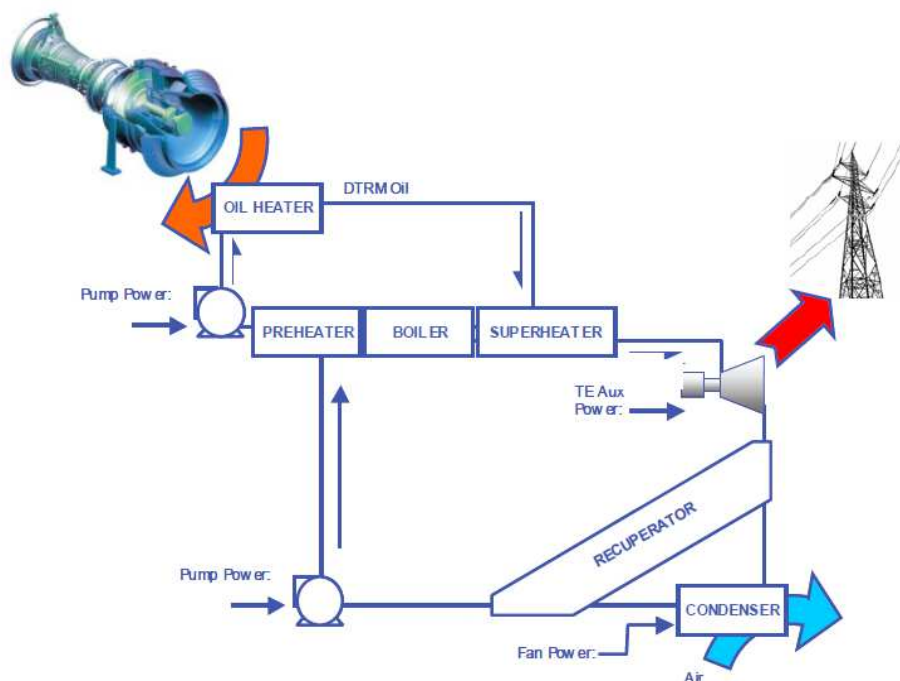


Figura 4.39 – Lay-out e ciclo termodinamico Brayton bottoming cycle

Risulta importante, dal punto di vista della sicurezza dell'impianto, separare l'unità di recupero termico del turbogas da quella ORC in cui scorre il ciclopentano, che è infiammabile. Come mostrato dallo schema di figura 4.40, la tecnologia ORegen realizza questo obiettivo interponendo tra i fumi di scarico e il fluido organico un circuito ad olio diatermico.

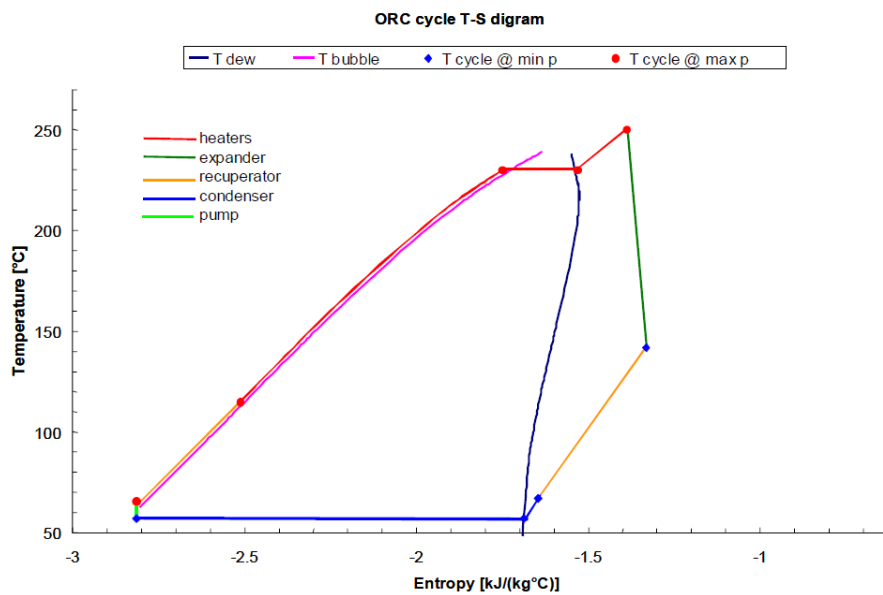


Figura 4.40 – Lay-out e ciclo termodinamico Brayton bottoming cycle

Gli studi svolti sul fluido operativo hanno dimostrato che anche a lungo termine non si riscontrano particolari fenomeni di decomposizione del ciclopentano (il 2% in 10 anni nello scenario peggiore, come mostra la figura 4.41) né di corrosione da parte del fluido sugli acciai (inossidabili e al carbonio) utilizzati negli apparati in cui esso scorre.

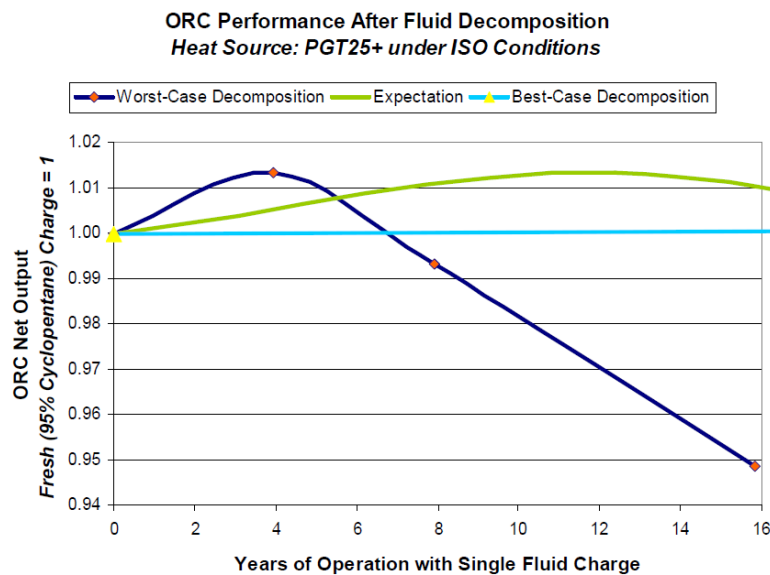


Figura 4.41 – Lay-out e ciclo termodinamico Brayton bottoming cycle

Ogni singola unità ORegen può essere dimensionata da pochi MW fino a 17 MW. Recuperi di potenze maggiori si effettuano mettendo in parallelo più unità ORC, mentre in siti con più turbine possono essere messi in parallelo gli scarichi dei fumi o i circuiti ad olio (WHRU), come dimostrano le diverse configurazioni riportate in figura 4.42 [24].

GE ORC Configurations

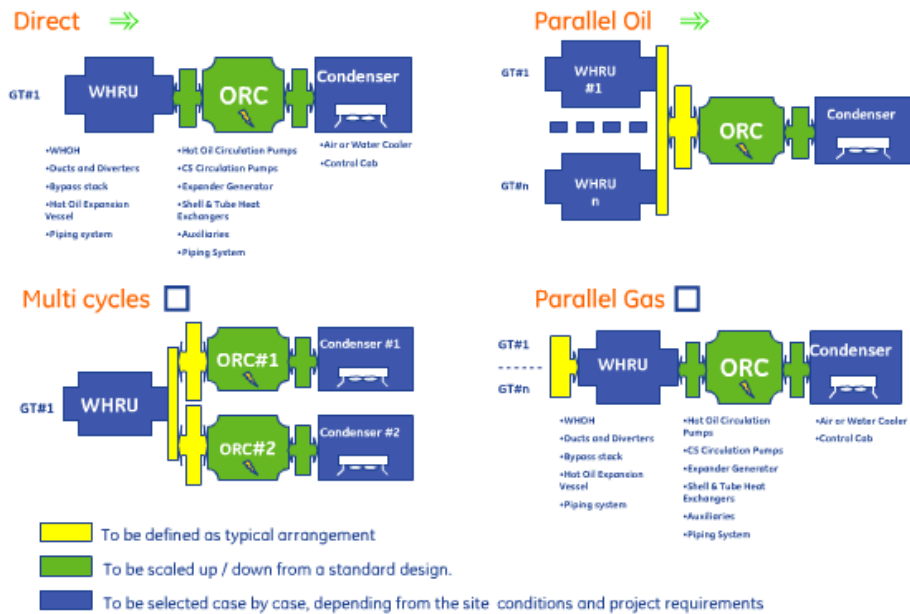


Figura 4.42 – Configurazioni di impianti ORC

Tra i vantaggi decisivi della tecnologia ORC in queste applicazioni c'è quello di permettere una flessibilità di esercizio, mantenendo la stabilità dell'impianto anche con turbine operanti a carico parziale, come già illustrato prima. Questa è una caratteristica importante soprattutto nel settore mechanical drive, dove frequentemente gli impianti industriali richiedono il funzionamento dei turbogas con potenza tra il 50% e il 100% della potenza nominale [23].

L'adozione del recupero termico dei fumi in queste situazioni operative è ancora più vantaggioso perché al calare del carico di un turbogas, cala il suo rendimento ed aumenta la quota di calore che viene disperso nei fumi, e che quindi è disponibile per l'ORC. A dimostrazione di ciò si può notare dal grafico riportato in figura 4.43 che, mentre la turbina a gas opera al 50% della propria potenza nominale, il ciclo Rankine funziona all'80%.

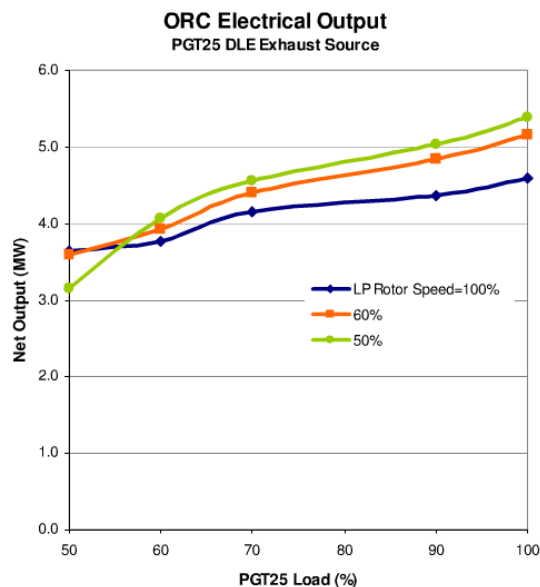


Figura 4.43 – Configurazioni di impianti ORC

Un esempio applicativo [25] mostra come l'investimento necessario per implementare la tecnologia ORegen a una turbina a gas sia economicamente competitivo: viene dichiarato il punto di pareggio in 8 anni e si ha un indice di ritorno sull'investimento (ROI) del 33%.

4.4.2.2 *Le applicazioni Ormat nelle stazioni di pompaggio*

L'azienda americana Ormat, mediante la propria tecnologia Ormat Energy Converter (OEC) è presente nel panorama delle aziende fornitrici di sistemi ORC. In particolare, nel caso applicativo esaminato in questo capitolo, è attiva con un programma potenziamento dei turbogas presenti nelle stazioni di compressione dei metanodotti nordamericani. Dal 1999 al 2009 sono state realizzate 15 installazioni, per un totale di 75.5 MW di potenza elettrica installata, come mostra la tabella 4.13 [26]. Inoltre 10 altre installazioni, per un totale di ulteriori 62 MW, sono state commissionate tra il 2009 e il 2010, a significare la validità del progetto.

Tabella 4.13 - Installazioni di ORC Ormat a valle di turbine a gas di stazioni di pompaggio in metanodotti tra il 1999 e il 2009

Project	Gas Turbine	Turbine Horsepower	Recovered Power	Power Purchaser	Developer/ Operator	Equipment	Commissioning Date
TransCanada Pipeline, Gold Creek, Alberta, Canada	Rolls Royce, RB211	38,000 hp	6.5 MW	Alberta Power Pool	Maxim Energy	Ormat	1999
Northern Border Pipeline, St. Anthony, North Dakota	Rolls Royce, RB211	38,000 hp	5.5 MW	Basin Electric Cooperative	Ormat	Ormat	2006
Northern Border Pipeline, Wetonka, South Dakota	Rolls Royce, RB211	38,000 hp	5.5 MW	Basin Electric Cooperative	Ormat	Ormat	2007
Northern Border Pipeline, Clark, South Dakota	Rolls Royce, RB211	38,000 hp	5.5 MW	Basin Electric Cooperative	Ormat	Ormat	2007
Northern Border Pipeline, Estelline, South Dakota	Rolls Royce, RB211	38,000 hp	5.5 MW	Basin Electric Cooperative	Ormat	Ormat	2007
Alliance Pipeline, Kerrobert, Saskatchewan, Canada	GE LM2500	33,000 hp	5.5 MW	SaskPower	NRGreen	Ormat	5/2007
Alliance Pipeline, Loreburn, Saskatchewan, Canada	GE LM2500	33,000 hp	5.5 MW	SaskPower	NRGreen	Ormat	5/2008
Alliance Pipeline, Estlin, Saskatchewan, Canada	GE LM2500	33,000 hp	5.5 MW	SaskPower	NRGreen	Ormat	6/2008
Alliance Pipeline, Alameda, Saskatchewan, Canada	GE LM2500	33,000 hp	5.5 MW	SaskPower	NRGreen	Ormat	8/2008
Spectra Pipeline, 150 Milehouse, BC, Canada	GE PGT20	24,000 hp	5 MW	BC Hydro	EnPower	Ormat	8/2008
Spectra Pipeline, Savona, BC, Canada	GE PGT20	24,000 hp	5 MW	BC Hydro	EnPower	Ormat	9/2008
Northern Border Pipeline, Manning, North Dakota	Rolls Royce, RB211	38,000 hp	5.5 MW	Basin Electric Cooperative	Ormat	Ormat	12/2008
Northern Border Pipeline, Zeeland, North Dakota	Rolls Royce, RB211	38,000 hp	5.5 MW	Basin Electric Cooperative	Ormat	Ormat	1/2009
Trailblazer Pipeline, Peetz, Colorado	Solar Mars 100 (2 units)	10,000 hp* (each)	4 MW	Highline Electric Coop	Ormat	Ormat	3/2009
Northern Border Pipeline, CS 6, North Dakota	Rolls Royce, RB211	38,000 hp	5.5 MW	Montana-Dakota Utilities	MDU/Ormat	Ormat	7/2009

Il layout del recupero è fornito in figura 4.44. Allo scarico del turbogas è presente un'unità per il recupero termico mediante olio che alimenta un ciclo Rankine (o meglio di Hirn, visto che è previsto il surriscaldamento) recuperato, in cui opera pentano [27]. Vengono adottati condensatori ad aria, che non necessitano di fonti d'acqua di raffreddamento nelle vicinanze.

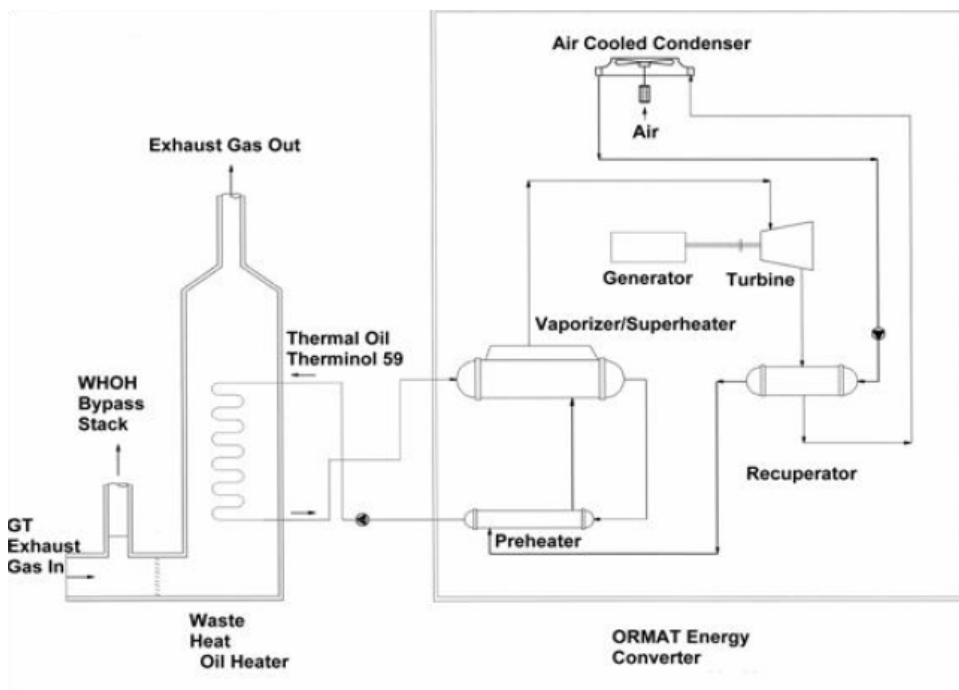


Figura 4.44 – Layout ciclo a recupero

In uno studio [28] è possibile vedere come nella fase preliminare di questi progetti siano stati presi in considerazione anche cicli Rankine a vapore e cicli Kalina. Le ragioni per cui queste soluzioni sono state scartate sono anzitutto la necessità di una caldaia a recupero (HRSG) difficilmente operabile ai carichi parziali. Inoltre per applicazioni in climi particolarmente freddi è necessario operare con fluidi a temperatura di solidificazione più basse dell'acqua (il pentano solidifica a -130°C a pressione ambiente). Un ulteriore vantaggio degli ORC è che non sono necessari frequenti rabbocchi di fluido operativo e si prestano a essere utilizzati in stazioni non presidiate da operatori.

4.4.3 Analisi parametriche al variare della pressione di condensazione

In questo paragrafo vengono simulate e analizzate le prestazioni cogenerative di impianti turbogas aventi come bottomer un ORC, al variare della pressione di condensazione. Le analisi sono state svolte per diversi modelli di Turbogas e di fluidi organici utilizzati. Per realizzare le simulazioni si è adoperato il software Thermoflex 22, che dispone come già illustrato di librerie sia di turbogas che di fluidi organici.

4.4.3.1 Analisi al variare del turbogas

Sono state scelte 4 macchine commerciali all'interno della taglia 2-30MW, che sono state ritenute significative per il settore Oil & Gas. I principali parametri di prestazione sono riportati in tabella 4.14.

Tabella 4.14 – Caratteristiche principali dei turbogas utilizzati nelle simulazioni

		P_{el}	η_{el}	β_{tg}	TIT	TET	\dot{m}_{tg}
		[kW]	[%]	[-]	[$^{\circ}\text{C}$]	[$^{\circ}\text{C}$]	[kg/s]
Kawasaki M1A-23	TG1	2130	25.7	11.2	1066	575	9.5
Solar Centaur 50	TG2	4600	29.3	10.7	1054	517	19.2
Rolls-Royce RB211	TG3	25250	35.7	20	1163	466	89.4
GE LM 2500+PK	TG4	29276	37.2	24.5	-	521	86.7

Avendo come riferimento le analisi fatte nell'articolo [21] è stato scelto di utilizzare come fluido di lavoro MDM per tutte e 4 le macchine e si è utilizzato il layout di figura 4.45, fissando la temperatura di ingresso dell'acqua di raffreddamento a 15°C e la temperatura di uscita dei fumi a 50°C, mentre la pressione di condensazione è stata posta a 0.06 bar.

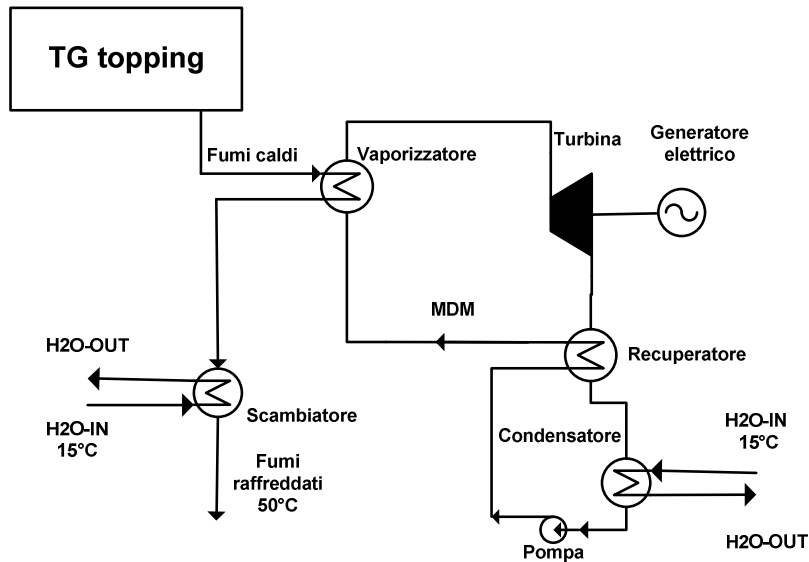


Figura 4.45 – Layout ciclo a recupero

Scegliendo opportunamente i parametri dei componenti nel layout dell'impianto si ottengono mediante simulazione le prestazioni riportate in tabella 4.15. L'incremento di potenza elettrica è definito come la differenza tra la potenza netta prodotta dall'impianto con ORC e la potenza prodotta dalla singola turbina a gas, diviso la potenza prodotta dalla turbina a gas.

$$\Delta P_{el} = \frac{P_{el\,TG+ORC} - P_{el\,TG}}{P_{el\,TG}}$$

Tabella 4.15 - Caratteristiche degli impianti simulati

	P_{el}	ΔP_{el}	η_{el}	P_{th}	η_{th}	UA tot
	[kW]	[%]	[%]	[kW]	[%]	[kW/(kg K)]
TG1	2838.1	33.2	34.84	4513	55.40	263.8
TG2	5673.0	23.3	36.53	8351	53.78	298.2
TG3	29346	16.2	41.92	34653	49.50	1336.3
TG4	34222	16.9	43.72	38398	49.06	1353.6

Sono state eseguite una serie di simulazioni al variare della pressione di condensazione nel range 0.05-1 bar al fine di valutare l'influenza di questa grandezza nelle prestazioni del sistema. I grafici in figura 4.46 e 4.47 si riferiscono a questo caso di studio.

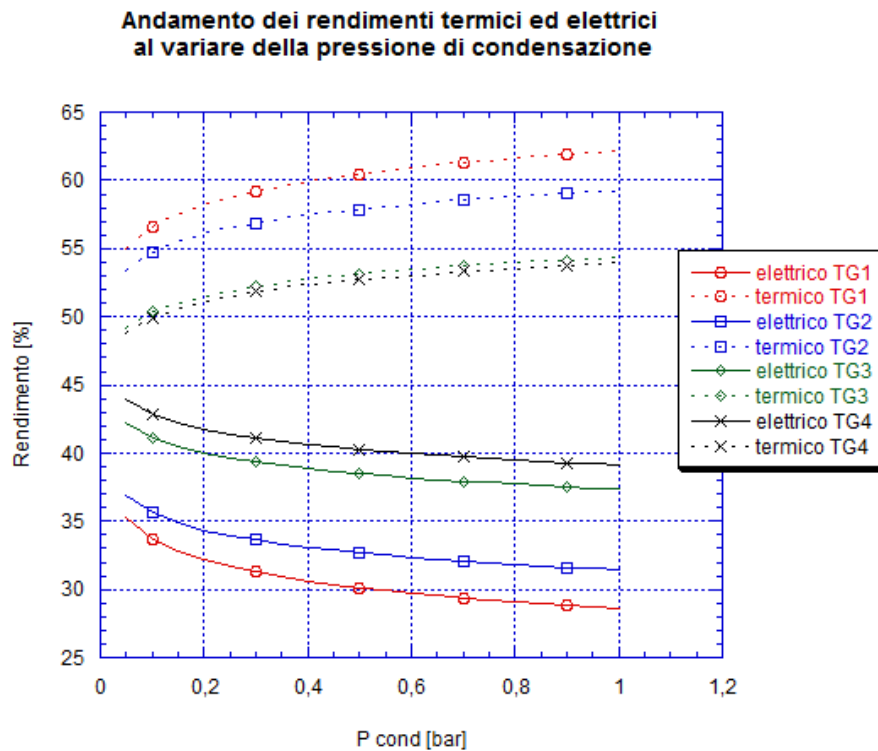


Figura 4.46 – Andamento dei rendimenti termici ed elettrici al variare di p_k

L'andamento delle curve riportate in figura 4.46 mostra come all'aumentare della pressione di condensazione le prestazioni elettriche degli impianti calino fino a realizzare, estrapolando gli andamenti, un profilo costante. Al diminuire del rendimento elettrico si accompagna una maggiore potenza termica dispersa nei fumi e quindi recuperabile per cogenerazione di calore, come mostrano le curve relative del rendimento termico.

Andamento dell'UA totale al variare della pressione di condensazione

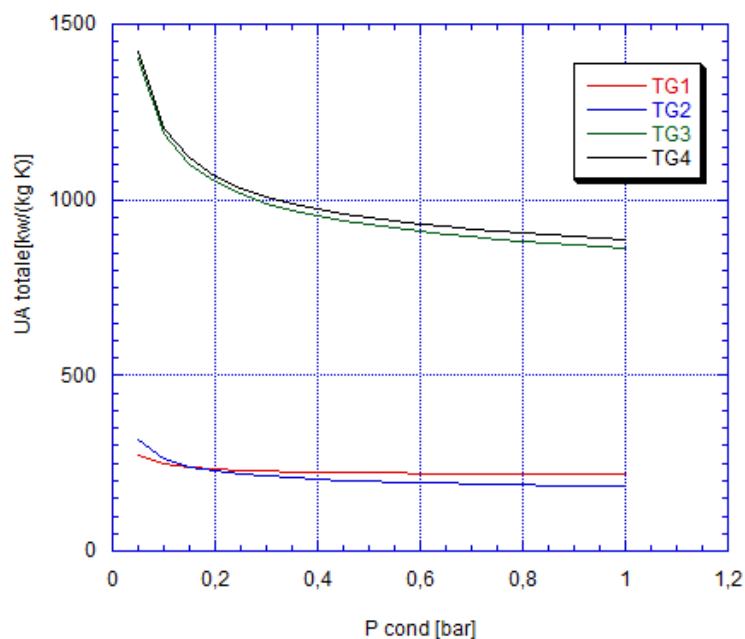


Figura 4.47 – Andamento dell'UA totale al variare di p_k

Gli andamenti dell'UA totale (che somma quello di tutti gli scambiatori presenti nell'impianto) di figura 4.47 mostrano che vi è una diminuzione di questo parametro all'aumentare della pressione di condensazione. Infatti, insieme a quest'ultima grandezza, aumenta anche la temperatura di condensazione, e quindi diminuisce il calore che è possibile scambiare. Avere UA più piccoli significa, in generale, avere minori superfici di scambio, quindi scambiatori più compatti e meno costosi. Questo vantaggio aumenta all'aumentare della pressione di condensazione e contrasta con la diminuzione di rendimento elettrico riportato in figura 4.47, quindi la pressione di condensazione ottima sarà quel valore che, incrementando il più possibile le prestazioni dell'impianto, non incide in modo deleterio sul suo costo e sul suo volume.

4.4.4 Analisi parametriche al variare del fluido organico

Limitando l'analisi a un solo turbogas (Rolls-Royce RB211) si analizza in assetto cogenerativo l'influenza del tipo di fluido organico adottato sfruttando un layout leggermente diverso da quello precedente. Infatti l'acqua, dopo esser preriscaldata nel condensatore, viene fatta scambiare con lo scarico del turbogas, come riportato in figura 4.48. La temperatura ai cui i fumi vengono emessi in atmosfera è fissata a 90°C.

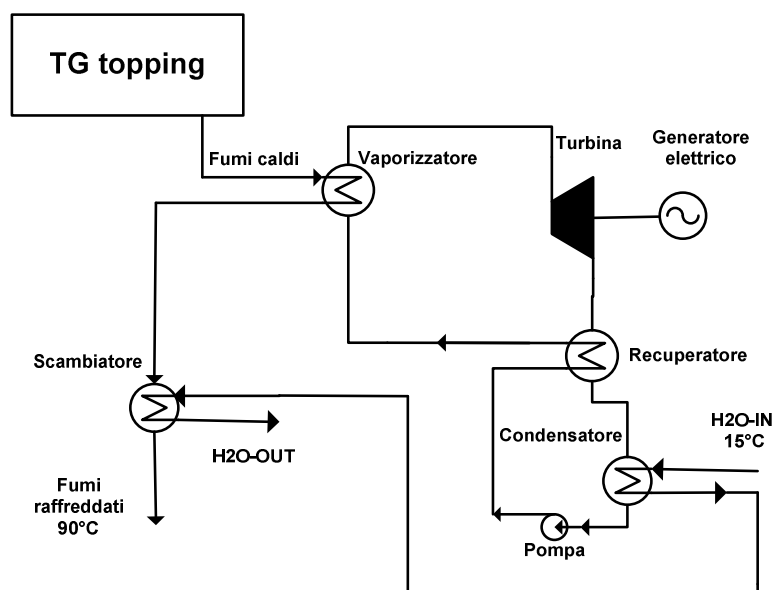


Figura 4.48 – Lay out del ciclo

I fluidi su cui si è effettuata l'analisi sono MDM e benzene, come realizzato nel paper di riferimento [13]. Nelle figure seguenti (4.49, 4.50, 4.51) vengono riportati i grafici ricavati dalle simulazioni che riportano, rispettivamente, i rendimenti termici ed elettrici, il parametro UA, gli indici VER e β (Beta), al variare della pressione di condensazione.

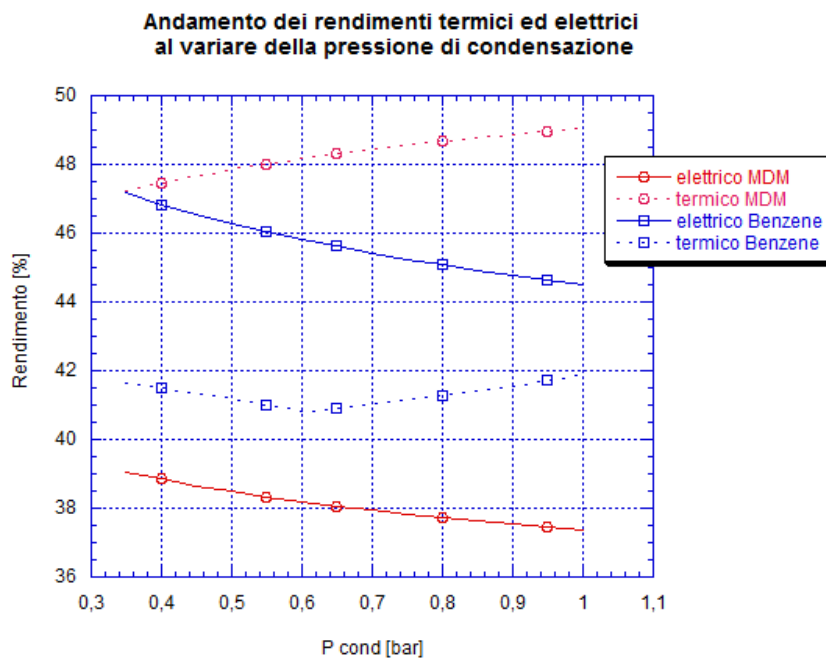


Figura 4.49 – Andamento dei rendimenti termici ed elettrici al variare della p_k

Dal grafico 4.49 si osserva come il benzene mostri rendimenti elettrici più elevati rispetto all'MDM; in tutto il range di pressioni investigato si mantiene sopra addirittura di 8-10 punti percentuali. I rendimenti termici hanno andamenti speculari a quelli elettrici; solo nel tratto 0.35-0.6 bar il benzene presenta un andamento particolare, decrescente all'aumentare della pressione di condensazione. Questo fatto è da attribuirsi al diverso posizionamento del pinch-point al vaporizzatore che si instaura in questo intervallo.

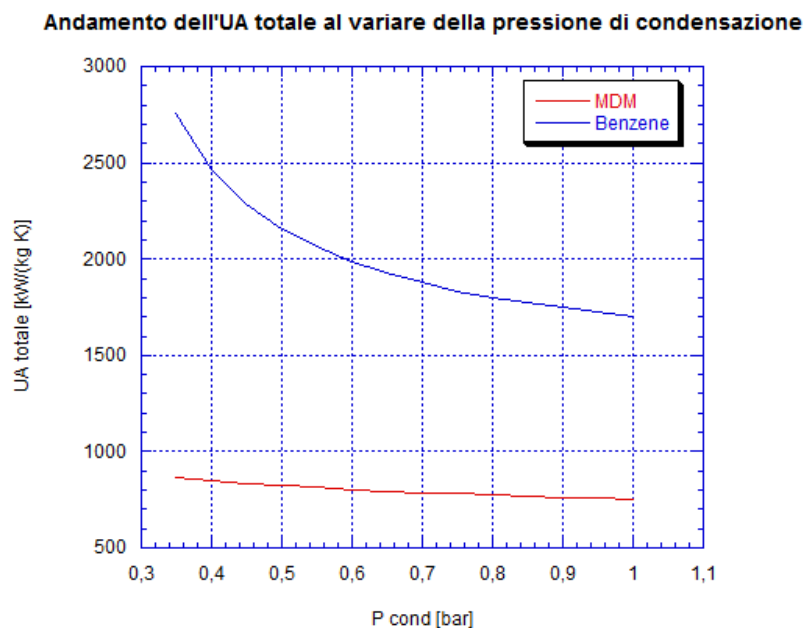


Figura 4.50 – Andamento dell'UA totale al variare della p_k

Come era lecito aspettarsi, presentando rendimenti elettrici più elevati il benzene presenta anche UA più elevati, come

riportato in figura 4.50. Questo dato significa da un lato un maggiore calore che questo fluido riesce, rispetto all'MDM, a estrarre dai fumi del turbogas all'interno del vaporizzatore, dall'altro implica un impianto di costi e dimensioni più rilevanti.

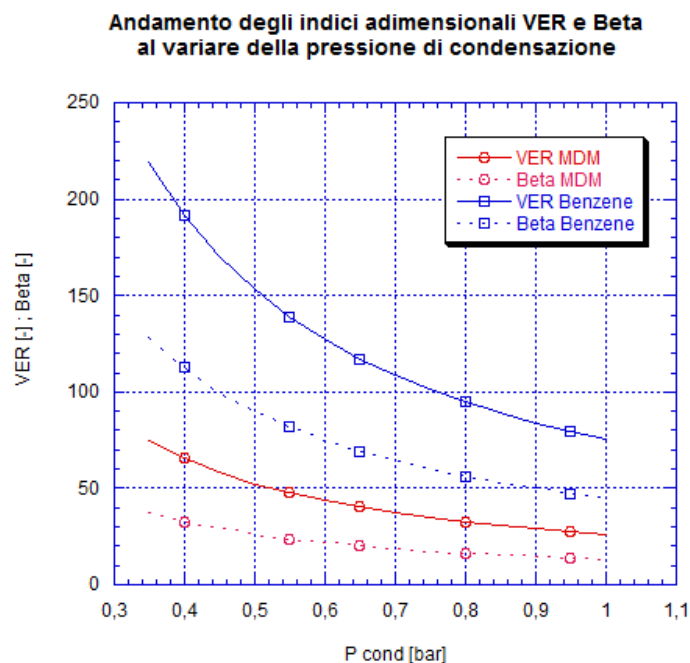


Figura 4.51 – Andamento del VER e del β al variare della p_k

Gli andamenti degli indici adimensionali VER e β mostrano come il turbogas in cui il recupero dei fumi avviene mediante un ciclo a benzene necessita di espansori più complessi e costosi, che devono sopportare maggiori differenze di volume e di pressione tra ingresso e uscita. In ogni modo è da verificare che tali indici siano effettivamente raggiungibili in espansori esistenti per affermare che le prestazioni ricavate dalle simulazioni possano poi essere riprodotte in cicli reali.

Bibliografia Capitolo 4

- [1] Davidson, T.A. (1977). Design and analysis of a 1 kW Rankine power cycle, employing a multi-vane expander, for use with a low temperature solar collector, 61 leaves (61 fold.). [One of the first scientific papers regarding the use of Organic Rankine Cycles for small-scale solar power plants]
- [2] Probert S. D., H.M., O'Callaghan P.W., Bala E. (1983). Design Optimization of a Solar-Energy Harnessing System for Stimulating an Irrigation Pump, *Applied Energy* 15. [Theoretical and economical study of a solar ORC used in remote areas for irrigation applications]
- [3] Monahan, J. (1976). Development of a 1-kW, Organic Rankine Cycle Power Plant for remote applications. Presented at the Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, New York
- [4] Badr, O., O'Callaghan, P. W., & Probert, S. D. (1990). Rankine-cycle systems for harnessing power from low-grade energy sources. *Applied Energy*, 36(4), 263-292
- [5] Larjola J. "Organic Rankine cycle (ORC) based waste heat / waste fuel recovery systems for small CHP applications". Chapter 9 in: Small- and micro-combined heat and power (CHP) systems, Advanced design, performance, materials and applications. Editor: Robert Beith, 528 p. Woodhead Publishing Limited, Oxford 2011
- [6] A. Dorigati, "Utilizzo di un ORC da 125KW per la produzione di energia elettrica da cascami termici o fonti rinnovabili. Caratteristiche e Case Histories" presentato presso Le Giornate della Microgenerazione, Milano, 21/3/2012
- [7] O. Perego, A. Rossetti, "Casi di studio tecnico-economici d'impianti termoelettrici alimentati a biomassa. Stima della propensione alla cogenerazione", *Ricerca sul Sistema Energetico*, marzo 2011
- [8] N. Palestra, R. Vescovo, Applicazione di Cicli ORC a Recupero Termici da Processi Industriali
- [9] Randy Bohl, "Waste Heat Recovery from Existing Simple Cycle Gas Turbine Plants. A Case Study", 18th Symposium on Industrial Application of Gas Turbines, Banff, Alberta, Canada – October 2009
- [10] "CHP Field Project: Basin Electric, Northern Border Pipeline Station #7, North Dakota", Northwest Clean Energy Application Centre
- [11] Catalogo "GE Energy – Ptg 25 Gas Turbine"
- [12] Andrea Burrato, Filippo Cinelli, Alessio Miliani, Giacomo Seghi, Matthew Lehar, "OREgen: l'efficienza energetica nel ciclo produttivo delle turbine a gas", 10th Offshore Mediterranean Conference, Ravenna, Marzo 2011
- [13] Maurizio Amerini, "Increase production and efficiency by upgrading installed equipment", presentazione industriale GE, Febbraio 2009
- [14] "Technical Investigation into Thermal Oil Technology", NORTHERN INNOVATION, marzo 2010
- [15] Ngoc Anh Lai, Martin Wendland, Johann Fischer, "Working fluids for high-temperature organic Rankine cycles", *Energy*, Vol 36, Iss 1, January 2011
- [16] Lothar Balling, Ray Baumgartner, "Forty Years of Combined Cycle Power Plants", ASME Power Division Special Section | *ENERGY-TECH*, October 2002
- [17] M. Bianchi, P. R. Spina, G. Tomassetti, D. Forni, E. Ferrero, "Le tecnologie innovative ed efficienti nei sistemi di generazione in assetto co-trigenerativo e nei sistemi integrati con unità a pompa di calore nelle applicazioni industriali e del terziario", Report RSE/2009/18
- [18] Maurizio Amerini, "Increase production and efficiency by upgrading installed equipment", Febbraio 2009

- [19] Maria Jonsson, Jinyue Yan, “Ammonia–water bottoming cycles: a comparison between gas engines and gas diesel engines as prime movers”, *Energy* 26 (2001) 31–44
- [20] R.W. Smith et al., “Kalina combined cycle performance and operability”, *PWR Vol 30, Joint Power Generation Conf Vol 2 (ASME)*, 1996
- [21] Rakesh K. Bhargava, Michele Bianchi, Andrea De Pascale, “Gas turbine bottoming cycles for cogenerative applications: comparison of different heat recovery cycle solutions”, *ASME 2011 Turbo Expo, GT2011*, Canada
- [22] Brochure pubblicitaria “OREgen: Waste Heat Recovery System for GE and other OEM Gas Turbines”, GE Oil and Gas, 2010
- [23] F. Cinelli, A. Miliani, G. Seghi, (GE Oil & Gas), M. Lehar (GE Global Research Center), “Reducing the CO2 footprint through increased overall cycle efficiency”, Poster PO1-10
- [24] Maurizio Amerini, “Increase production and efficiency by upgrading installed equipment”, presentazione industriale GE, Febbraio 2009
- [25] Andrea Burrato, Filippo Cinelli, Alessio Miliani, Giacomo Seghi, Matthew Lehar, “OREgen: l’efficienza energetica nel ciclo produttivo delle turbine a gas”, 10th Offshore Mediterranean Conference, Ravenna, Marzo 2011
- [26] Bruce A Hedman, “ Status of Waste Heat to Power Projects on Natural Gas Pipelines”, preparato per Interstate Natural Gas Association of America, novembre 2009
- [27] “ RT&V at Basin Electric”, GAS TECHNOLOGY INSTITUTE, Des Plaines, Illinois
- [28] Randy Bohl, “Waste Heat Recovery from Existing Simple Cycle Gas Turbine Plants. A Case Study”, 18th Symposium on Industrial Application of Gas Turbines, Banff, Alberta, Canada – October 2009

Capitolo 5

Le turbine a gas (GT) sono ampiamente utilizzate per la produzione di energia in loco negli impianti di produzione e lavorazione del petrolio e nella piattaforme offshore di tipo FPSO (Floating Production, Storage e Offloading) come già introdotto nel capitolo precedente. La maggior parte delle turbine e degli impianti utilizzati hanno una potenza installata tale da raggiungere livelli di efficienza compresi fra il 30 e 40% come si evince dalla figura 5.1a. I valori della temperatura dei gas di scarico (EGT) di alcuni TG disponibili in commercio con potenza in uscita fino a 50 MW (sia heavy-duty (HD) che aeroderivate (Aero)) variano tra i 400 °C e i 600 °C, come mostrato nella figura 5.1b. [1] e aggiornato con il database GT [2] riferendosi a macchine disponibili nel 2012. I dati di performance in figura 5.1a e 5.1b mostrano chiaramente che, in generale, le macchine di derivazione aeronautica con elevati rapporti di espansione ed elevate efficienze, avranno bassi valori di temperatura alla scarico e questo aspetto dovrà essere considerato nell'ottica di attuare recupero di calore dai fumi di scarto della turbina.

L'utilizzo di gruppi turbogas, in particolare in applicazioni offshore, può portare ad una notevole perdita di energia termica nei gas di scarico (ad esempio una turbina Solar Taurus 60 avrà circa 8,3 MW di scarto di energia termica a temperatura ambiente). Considerando che il recupero termico ottenibile può arrivare anche al 20%, esiste in questa caso la possibilità di recuperare 1,6 MWe da ciascun turbogas operativo. Introducendo la cogenerazione sarà possibile recuperare ulteriore energia residua nei gas di scarico utile per processi che richiedono calore a bassa temperatura.

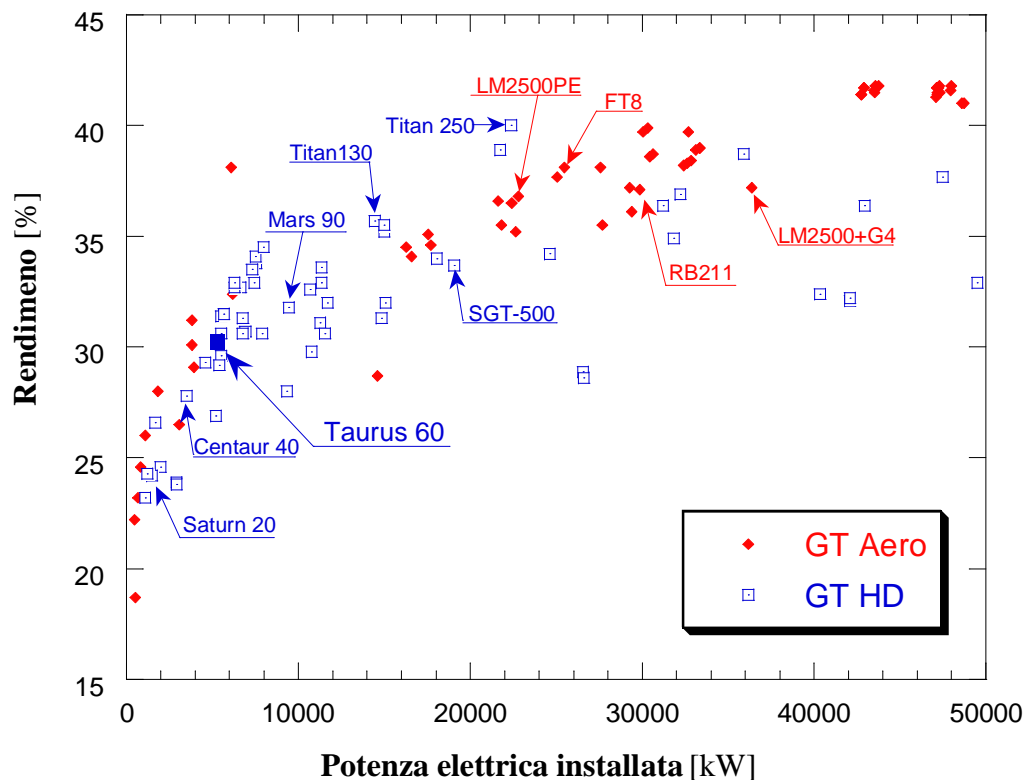


Fig. 5.1a: Efficienza elettrica VS Potenza elettrica installata

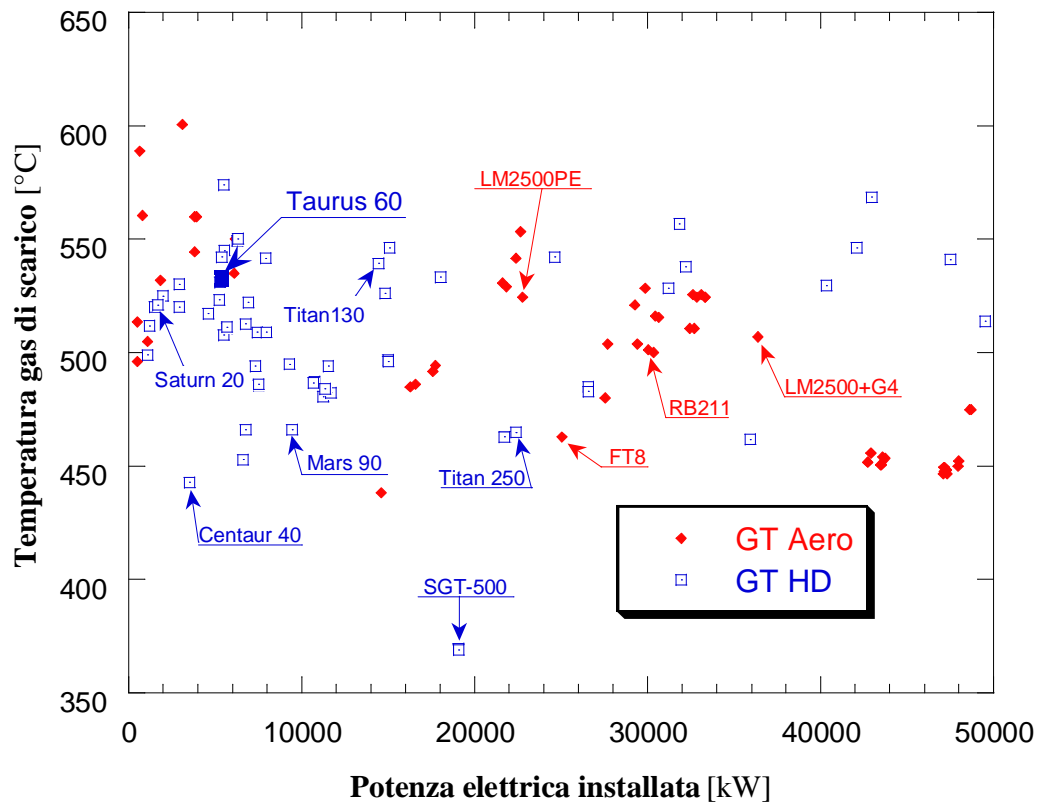


Fig. 5.1B: Temperatura gas di scarico VS Potenza elettrica installata

Dagli studi riportati nei capitoli precedenti, il sistema maggiormente utilizzato come bottomer a valle di un gruppo Turbogas è il ciclo Rankine a vapore. Come evidenziato da Bhargava et all. [3], i cicli combinati disponibili in commercio che utilizzano i cicli Rankine a vapore come bottomer di un gruppo turbogas, con potenze installate nominali di 300MW e a diversi livelli di pressione, riescono a raggiungere efficienze pari al 60%. Nonostante questo, i cicli convenzionali di questo tipo non sono adatti per le applicazioni offshore a causa del loro peso, della loro grandezza e degli elevati costi associati per unità di potenza recuperata. Da quanto emerso nei capitoli precedenti, si evince che il sistema ORC, impiegato come bottomer di un gruppo turbogas, fornisce le migliori performance rispetto ad altri sistemi, sia in termini di efficienza elettrica che in termini di potenza termica recuperabile prestandosi molto bene per installazioni cogenerative.

Dopo aver analizzato le caratteristiche fondamentali e gli effetti dei fluidi organici nelle performance del sistema ORC, si possono fare le seguenti osservazioni:

- Ci sono una serie di fattori quali fluido operante nel sistema, temperatura e pressione critica, temperature di evaporazione, VER, temperatura della sorgente di calore, che hanno un impatto su tutte le performance del sistema [4-5];
- La scelta del gruppo Turbogas (con particolare riferimento a potenza e rapporto di espansione) ha un effetto significativo sull'efficienza del sistema TG-ORC, infatti uno studio condotto da Charcarteugi et all [6], mette in evidenza che turbogas con recupero con elevate efficienze ed elevati rapporti di espansione e basse temperature di scarico dei fumi della turbina, forniscono elevate prestazioni del ciclo rispetto ai cicli a vapore convenzionali ad un livello di pressione.

- Chen et all. [7], dopo aver analizzato oltre 35 fluidi, hanno confermato che fluidi con elevato peso molecolare ed elevato calore latente di vaporizzazione, forniscono un'elevata potenza di recupero; hanno evidenziato, inoltre, che fluidi con bassi valori di pressione e temperatura critica, possono essere impiegati in cicli ORC supercritici (cicli in cui la pressione massima è superiore alla pressione critica).
- Lai et all. [8], dopo aver analizzato diversi gruppi di fluidi in vari range di temperature e pressioni, hanno messo in luce che il ciclopentano risulta essere il fluido ottimale rispetto ai fattori prima citati;
- Branchini et all. [9], dopo aver condotto una dettagliata analisi parametrica di vari cicli ORC al variare del fluido utilizzato, hanno evidenziato che la pressione di vaporizzazione è un parametro cruciale sulle performance del ciclo (rendimento ORC, lavoro specifico, VER, ecc.).

Uno dei settori industriali in cui il risparmio di combustibile non aveva mai rappresentato un requisito stringente nel passato, era l'industria oil and gas. Oggi, i nuovi regolamenti in materia di emissioni di CO₂, stanno interessando anche questo settore e si stanno quindi cercando le strategie di mitigazione per far fronte ai problemi ambientali che ne conseguono. Uno studio recente riguardante l'industria di estrazione degli idrocarburi ha evidenziato la necessità di adozione di tecnologie che prevedono una riduzione dei costi e un miglioramento dell'efficienza [10].

Dalla letteratura oggi disponibile, si evince che non sono state fatte approfondite ricerche per valutare l'utilizzo di sistemi ORC in applicazioni offshore. Uno dei pochi studi effettuato è quello di Pierobon et all. [11] che ha analizzato la progettazione e l'ottimizzazione di un sistema ORC in una piattaforma petrolifera utilizzando un gruppo turbogas Siemens (SGT-500) come toppe e un Gruppo ORC come bottomer, senza però aver affrontato le problematiche relative agli spazi e alle questioni economiche. Il loro studio, usando come fluido vettore il cicloesano e considerando pressioni di ingresso in turbina pari a 20bar, mette in evidenza un miglioramento dell'efficienza del ciclo pari all'11,9% rispetto al rendimento del singolo TG senza bottomer.

L'obiettivo principale di questo lavoro è valutare l'utilizzo del sistema ORC nel recupero di energia elettrica e termica in un'applicazione offshore considerando come toppe la turbina Solar Taurus 60. Le potenze elettrica e termica recuperata e la sostenibilità economica di tale sistema, sono state valutate attraverso un'analisi parametrica svolta variando il fluido organico impiegato (e conseguentemente le proprietà termodinamiche), il numero di turbogas operativi ed il costo del carburante impiegato nel sistema al fine di valutarne le performance complessive.

5.1 Il Sistema GT-ORC analizzato

Nelle piattaforme petrolifere, è usuale l'installazione di gruppi turbogas che operano in parallelo in modo da fornire l'energia meccanica ed elettrica necessaria. Il Sistema analizzato nel presente studio è composta da 4 gruppi turbogas posti come toppe e un ORC posto come bottomer. Il layout di figura 5.2 rappresenta schematicamente il caso analizzato di partenza poiché, una delle analisi parametriche condotte riguarda anche le prestazioni dell'impianto in assetto off-design che prevedono quindi lo spegnimento di una o più unità. I gas di scarto provenienti dai Turbogas sono usati direttamente per riscaldare il fluido che circola all'interno del circuito ORC, attraverso uno scambiatore di calore (EVA) posto in parallelo, nel quale confluiscono tutte le correnti provenienti dai vari turbogas. Il fluido organico viene

evaporato e surriscaldato di 5°C per evitare di avere residui di liquido nel vapore. Successivamente, verrà fatto espandere in turbina, condensato e infine estratto dalla pompa che lo rimetterà in circolo nel sistema ORC chiuso.

Questa disposizione consente di generare ulteriore energia elettrica e di fornire energia termica alla temperatura desiderata riducendo la temperatura dei gas di scarico e contestualmente le emissioni di CO₂, analisi, però, non effettuata nel presente studio.

La soluzione con ciclo recuperato non è stata considerata in questa analisi poiché l'aggiunta del recuperatore avrebbe comportato la necessità di spazi maggiori e in questa tipologia di applicazione lo spazio rappresenta un vincolo molto stringente. Le turbine utilizzate sono turbine Solar Taurus 60 e i dati di performance sono riassunti nella tabella 5.1.

Tabella 5.1 Condizioni ambiente e parametri dei turbogas

Condizioni sito d'installazione	
Altitudine [m]	46
Temperatura ambiente [°C]	26.7
Umidità relativa [%]	60
Parametri turbine	
Potenza [kW]	4988
Heat rate [kJ/kWh]	12050
Efficienza elettrica [%]	29.8
Portata fumi allo scarico [kg/s]	20.35
Temperatura dei fumi di scarico [°C]	526

Il modello di turbogas utilizzato per questa applicazione è rappresentativo delle macchine di piccola taglia (figura 5.1). Questo modello e la disposizione adottata sono stati scelti considerando alcuni fattori fra i quali: turbine standard di piccola taglia per le installazioni in piattaforme offshore e valori di efficienza e temperatura allo scarico dei fumi in linea con i valori medi (figura 5.1).

Le specifiche di progetto sono descritte in tabella 5.2 e le simulazioni sono state condotte per studiare l'effetto dei seguenti parametri:

- Pressione di condensazione (p_k)
- Pressione di vaporizzazione (p_v)
- Numero di Turbogas accesi e analisi in off-design

sulle performance del ciclo.

In particolare, sono state poste specifiche condizioni per l'espansore al fine di evitare condizioni sub-critiche del fluido e per adottare una configurazione semplice per la turbina.

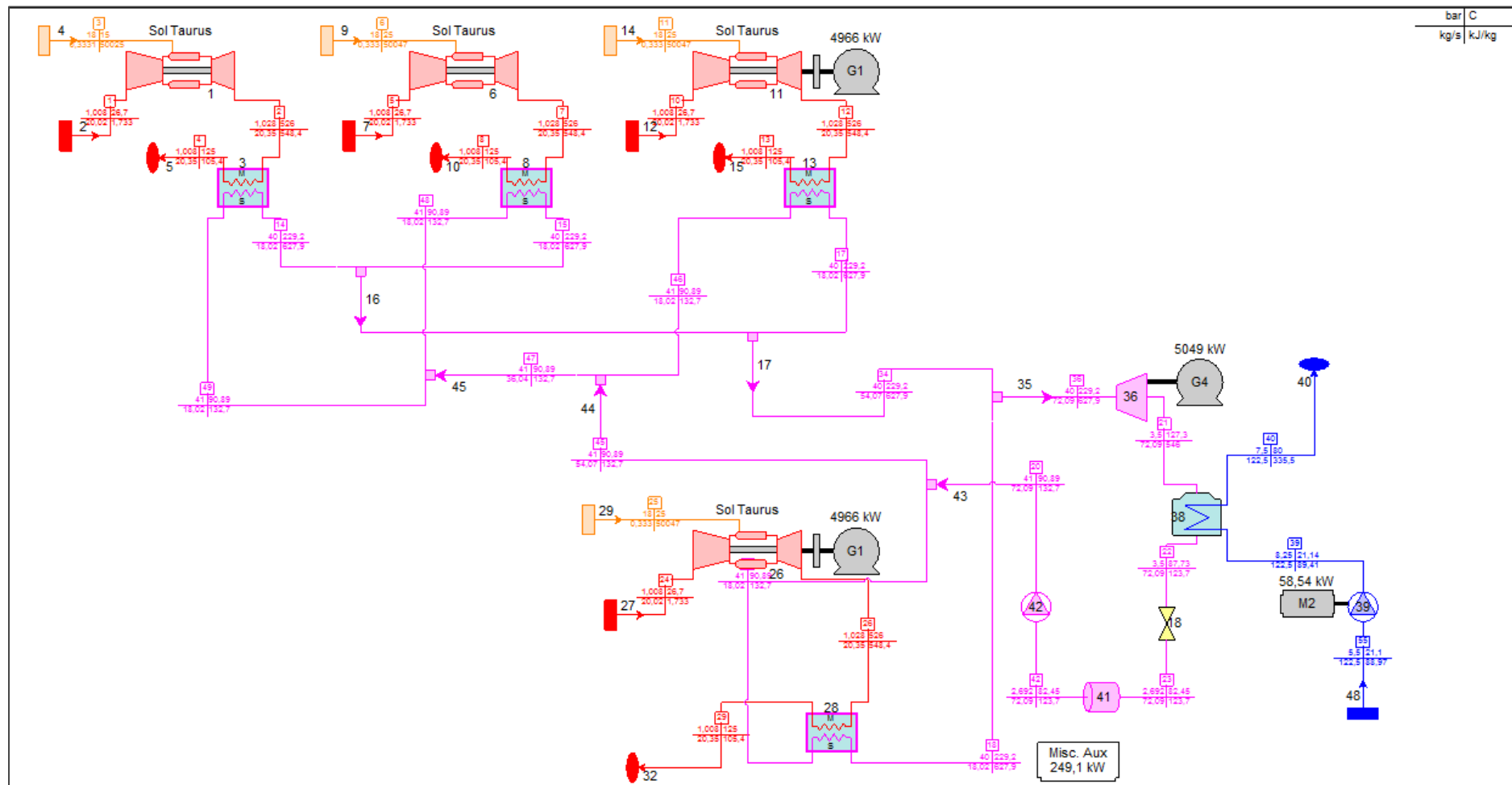


Fig. 5.2: Layout del Sistema GT-ORC con 4Turbogas

Tabella 5.2 Specifiche di progetto

Surrisaldamento del vapore ORC [°C]	5
Efficienza isoentropica turbina [%]	85
Rapporto di espansione turbina ORC	<30
Perdite di pressione EVA, lato fluido organico [% valore ingresso]	3.8
Perdite di pressione EVA, lato gas [% valore ingresso]	2
Perdite di calore scambiatori [%]	1
Perdite di pressione condensatore, lato acqua [bar]	0.7
Efficienza isoentropica pompa[%]	85
Sottoraffreddamento condensatore uscita ORC [°C]	5
Efficienza elettrica e meccanica degli ausiliari [%]	98
Temperatura minima gas uscita al camino [°C]	125
Temperatura ingresso acqua condensatore [°C]	21.2
Temperatura uscita acqua condensatore [°C]	80
Perdite di pressione condensatore, lato ORC [bar]	0.7

5.2 Metodologia di analisi e assunzioni

5.2.1 Selezione del fluido

Dopo aver analizzato e studiato i fluidi organici presenti sul mercato, prima di restringere il range su quelli da impiegare nel presente studio, è stata condotta un'analisi preliminare al fine di confrontare fluidi organici disponibili e di scegliere i più appropriati. In seguito, con i fluidi selezionati, è stata fatta un'analisi parametrica termodinamica per valutare quale fosse il più appropriato nell'applicazione offshore con le assunzioni fatte.

La tabella 5.3 riassume diversi potenziali fluidi di lavoro impiegabili negli impianti ORC con le loro caratteristiche peculiari che sono:

- Peso molecolare
- Temperatura critica (T_C)
- Pressione critica (p_C)
- Calore specifico (c_p)
- Calore latente (L)
- ξ parametro che identifica la pendenza della curva temperature-entropia.

I fluidi analizzati nel presente studio sono evidenziati in grassetto nella tabella 5.3.

Tabella 5.3: Proprietà dei fluidi elaborate da [7]

Nome	Tipo	Peso molecolare	T _c (°C)	p _c (barA)	c _p (J/kg K)	L (kJ/kg)	ξ (J/kgK ²)
R-32	HFC	52.02	78.11	57.8	2301.6	218.6	-4.33
R-41°	HFC	34.03	44.13	59.0	3384.7	270.0	-7.2
R-125	HFC	120.02	66.02	36.2	1643.9	81.5	-1.08
R-134°	HFC	102.03	101.1	40.6	1211.5	155.4	-0.39
R-143°	HFC	84.04	72.71	37.6	1914.0	124.8	-1.49
R-152°	HFC	66.05	113.3	45.2	1456.0	249.7	-1.14
R-227ea	HFC	170.03	102.8	30.0	1013.0	97.1	0.76
R-236ea	HFC	152.04	139.3	35.0	973.7	143.0	0.76
R-245fa	HFC	134.05	154.1	36.4	980.9	177.1	0.19
Etano	HC	30.07	32.18	48.7	5264.7	223.4	-8.28
Propano	HC	44.1	96.68	42.5	2395.5	292.1	-0.79
Butano	HC	58.12	152	38.0	1965.6	336.8	1.03
Isobutano	HC	58.12	134.7	36.3	1981.4	303.4	1.03
Pentano	HC	72.15	196.6	33.7	1824.1	349.0	1.51
Propano	HC	42.08	92.42	46.6	2387.4	284.3	-1.77
Propyne	HC	40.06	129.2	56.3	2100.5	431.6	-1.87
Benzene	HC	78.11	288.9	48.9	1146.7	418.2	-0.7
Toluene	HC	92.14	318.6	41.3	1223.9	399.5	-0.21
Ciclopentano	HC	70.13	238.6	45.1	1299.2	393.2	-0.06
MDM	Silossano	236.53	291	14.1	1768.8	191.1	2.68
NH ₃	Altri	17.03	132.3	113.3	3730.7	1064.4	-10.48
CO ₂	Altri	44.01	30.98	73.8	3643.7	167.5	-8.27
Acqua	Altri	18	374	220.6	1943.2	2391.8	-17.78

I fluidi sono stati classificati in refrigeranti (HFC), idrocarburi (HC), silossani e altri. A scopo di confronto è stata inserita anche l'acqua (usata nei cicli a vapore Rankine) con le sue proprietà termodinamiche.

I parametri c_p , L e ξ sono funzioni della temperatura e sono espressi, in tabella 5.3, riferendosi alla temperatura di 320 K per i fluidi che hanno temperatura critica maggiore di 320 K e 290K per quelli che hanno temperatura critica minore di

320 K. La tabella fornisce indicazioni sul modo in cui i fluidi possano lavorare in un ciclo Rankine subcritico o supercritico; in particolare il peso molecolare suggerisce la densità del fluido, il punto critico la temperatura e la pressione critica con le quali operare in un ciclo subcritico, L la quantità di fluido necessario in relazione alla potenza richiesta e ξ , se positiva, caratterizza i liquidi secchi più adatti per cicli ORC che operano con vapore saturo (che consentono condizioni di surriscaldamento lungo la linea di espansione). I fluidi refrigeranti sono spesso preferibili per applicazioni ORC a bassa temperatura per i valori inferiori di T_c e per motivi di sicurezza (non infiammabilità). Gli idrocarburi con elevati valori di T_c sono più adatti per il recupero di calore dai gas di scarico dei TG ancora caldi ma in genere i loro limiti di infiammabilità sono più bassi. I silossani sono più sicuri degli idrocarburi ma possono avere problemi di stabilità ad elevate temperature; hanno però il fattore ξ fortemente positivo il che consente un corretto funzionamento dell'espansore con il vapore secco.

Nel presente studio, sono state effettuate analisi termodinamiche considerando tre fluidi ciascuno rappresentativo dei macro gruppi sopra esposti: ciclopentano, R245fa, e MDM appartenenti rispettivamente alle famiglie degli idrocarburi, dei refrigeranti e dei silossani. I fluidi individuati sono disponibili in commercio e adatti per applicazioni ORC ad elevate temperature che consentono di operare in condizioni subcritiche. La scelta effettuata copre un'ampia gamma delle proprietà termodinamiche individuate, peculiari per i fluidi organici: pressione critica che varia da 14,1 a 45,1 bar; temperatura critica che varia da 154,1 °C a 291 °C e peso molecolare che varia da 70,13 a 236,53 K/Kmol. Questa selezione permetterà di individuare limiti e vantaggi dei fluidi individuati; in particolare l'R245fa è un fluido che presenta un elevato valore di T_c ; il ciclopentano presenta valori di T_c abbastanza elevati rispetto agli altri idrocarburi lineari ma valori di ξ più elevati rispetto agli idrocarburi ciclici; l'MDM infine presenta valori della temperatura di vaporizzazione, in condizioni subcritiche, simili ai valori migliori ottenibili con gli idrocarburi ed è un fluido secco con bassi valori di pressione critica, per questo molto utilizzato nelle varie unità ORC commerciali.

La figura 5.3 mostra i diagrammi T-s relativi ai fluidi considerati in questo lavoro: in particolare si nota che il valore positivo di ξ è evidente soprattutto per MDM; la figura 5.4 mostra invece la pressione di saturazione in funzione della temperatura di saturazione.

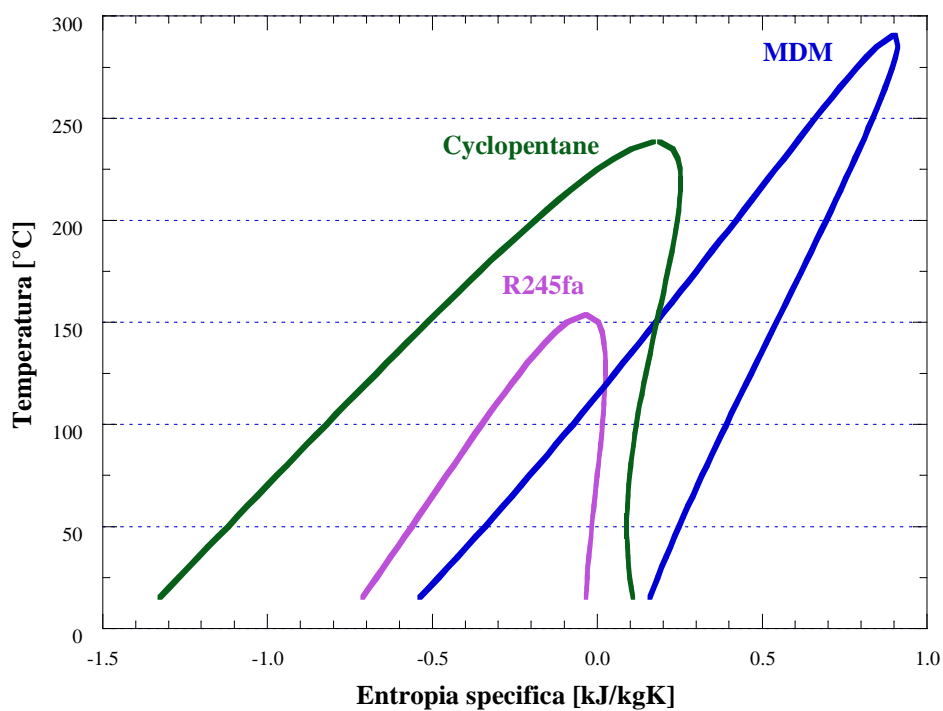


Fig. 5.3: Diagramma T-s dei fluidi considerati

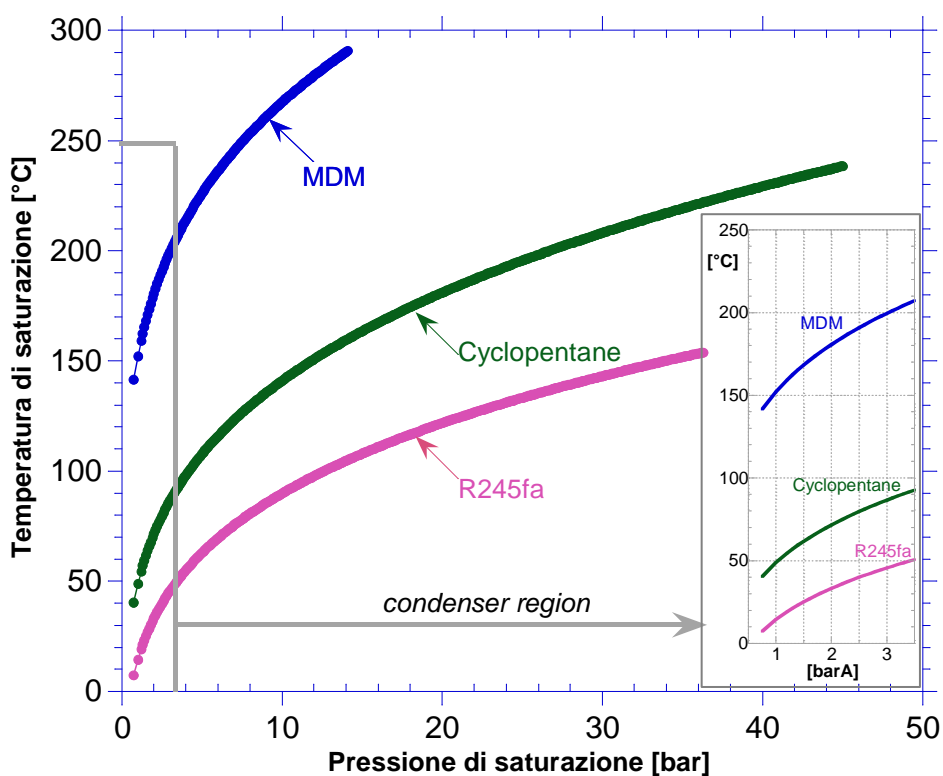


Fig.5. 4: Pressione e temperatura di saturazione dei fluidi organici analizzati; nel dettaglio la zona delle basse pressioni

Un confronto sulle curve di saturazione mette in luce che i range di pressione disponibili che influenzano la potenza totale per determinato fluido, sono ridotti per l'MDM e più elevati per il ciclopentano. Inoltre, nel caso dell'MDM elevati valori della temperatura di saturazione a basse pressioni (prossimi alla pressione atmosferica), implicano che

l'energia termica recuperabile nel condensatore può essere ottenuta ad elevate temperature. Nel caso dell'R245fa invece, per rispettare le condizioni imposte al condensatore richieste in tabella 5.2, sono necessari valori più elevati della pressione di condensazione in testa al condensatore rispetto agli altri fluidi.

Si nota poi che nel caso dell'MDM sono richiesti valori più elevati della temperatura di saturazione per poter essere condensato al di sopra della pressione atmosferica; ciò implica che questo fluido potrà essere usato in questo tipo di applicazione solo se le specifiche di progetto relative alla pressione di condensazione (settata a 1.5 bar come valore minimo) non saranno rispettate o se vi saranno elevate differenze di temperatura fra l'acqua di raffreddamento (in ingresso a 21,1 °C) e la temperatura di condensazione del vapore (vedi zoom nella figura 5.4b nel range di pressioni fra 0,5-3,5 bar). Se consideriamo la pressione atmosferica, la temperatura di condensazione è uguale a 18°C per l'R245fa, 50°C per il ciclopentano e 153 °C per l'MDM. Essendo i tre fluidi molto diversi fra loro in termini di caratteristiche e proprietà termodinamiche, usando l'R245fa come fluido refrigerante e rispettando le specifiche di progetto imposte in tabella 2, bisognerebbe utilizzare valori più elevati della pressione di condensazione (maggiori di 8 bar) a discapito dell'energia recuperata; dall'altro lato, nel caso dell'MDM, tali valori dovrebbero essere più bassi rispetto al valore scelto come riferimento, per poter rispettare i requisiti legati alla temperatura dell'acqua calda prodotta.

5.2.2 Analisi numerica

I calcoli sono stati eseguiti con il software Thermoflex già ampiamente spiegato nel capitolo 2. L'indagine parametrica effettuata riguarda gli effetti della pressione di condensazione (p_k) e della pressione di vaporizzazione (p_v) e rispettive temperature, parametri chiave di progetto dei tre fluidi organici selezionati, sulle performance del ciclo. La tabella 5.2 mostra i principali input del gruppo turbogas e dell'ORC considerati nelle simulazioni; il fluido ORC è considerato leggermente surriscaldato al fine di evitare frazioni di liquido nel vapore. Precedenti studi [9] evidenziano che elevati valori di surriscaldamento non influenzano positivamente l'efficienza dell'ORC rispetto al caso del ciclo semplice non surriscaldato. Inoltre, l'efficienza della turbina impiegata nel sistema ORC è stata impostata in base a studi precedenti e a dati reali di macchine esistenti [6].

E' stato analizzato l'effetto dei parametri sopracitati nell'ottica di quantificare le performance del sistema offshore integrato TG-ORC in termini di:

- Potenza elettrica netta recuperabile dall'ORC (P_{ORC});
- Potenza elettrica totale ($P_{TOT} = \sum P_{GT} + P_{ORC}$) e potenza elettrica specifica per unità di portata (P_{TOT}/m_{ORC});
- Rendimento ORC (η_{el_ORC});
- Portata in massa dell'ORC (m_{ORC});
- Lavoro specifico del ciclo bottomer ORC (P_{ORC}/m_{ORC});
- Rendimento elettrico totale del ciclo (η_{el_TOT});
- Rendimento termico totale (η_{th_TOT});
- Potenza termica totale (Q_{th_TOT}) e specifica (q_{th}) recuperata dall'ORC;

- Rapporto volumetrico di espansione (VER);
- Posizione del pinch point;

La potenza elettrica netta recuperata, P_{ORC} , è ottenuta sottraendo la potenza assorbita dalla pompa alla potenza ricavata dalla turbina dell'ORC; la potenza totale elettrica netta è data dalla somma della potenza netta di ciascun turbogas (P_{GT}), includendo gli ausiliari e le perdite, e la potenza dell'ORC; la potenza elettrica specifica recuperata W_{ORC} nel bottomer è calcolata per unità di portata in massa del fluido refrigerante ed è data da:

$$W_{ORC} = \frac{P_{ORC}}{m_{ORC}} \quad (1)$$

Il rendimento dell'ORC è un parametro che tiene conto dell'efficienza di conversione termica-elettrica per il ciclo bottomer ed è calcolata come segue:

$$\eta_{el_ORC} = \frac{P_{ORC}}{Q_{EVA}} \quad (2)$$

dove, Q_{EVA} rappresenta l'energia termica recuperata agli scambiatori e rappresenta l'energia in input al ciclo bottomer.

L'efficienza elettrica totale è ricavata utilizzando la seguente relazione:

$$\eta_{el_TOT} = \frac{\sum P_{GT} + P_{ORC}}{\sum F_{GT}} \quad (3)$$

dove F_{GT} è l'energia introdotta in ciascun turbogas attraverso il combustibile.

La potenza termica recuperata (Q_{th_TOT}) è calcolata considerando il calore recuperato al condensatore del ciclo ORC escludendo, in questo studio, ogni altro calore recuperabile dai gas di scarto.

La potenza termica specifica è calcolata per unità di portata ed è data da:

$$Q_{sp.th_ORC} = \frac{Q_{th_TOT}}{m_{ORC}} \quad (5)$$

L'indice VER è calcolato come rapporto fra portata volumetrica in ingresso e portata volumetrica in uscita all'espansore ORC.

Il pinch point è la minima differenza fra i gas in uscita dalla turbine e la temperature del fluido organico nell'evaporatore.

5.2.3 Risultati termodinamici e discussione

In questo paragrafo vengono presentate le prestazioni complessive del ciclo integrato facendo riferimento alla potenza elettrica e termica supplementare ricavata dall'ORC.

Complessivamente sono state condotte, in assetto di design, circa 30 simulazioni, 10 per ciascun fluido: 5 fissando la p_k e variando la p_v e 5 fissando la p_v e variando la p_k . Per ciascuna simulazione sono stati analizzati i dati di output relativi

a ciascun componente e sono stati tabulati insieme ai valori di input (in colore rosso) come si riporta per esempio nella tabella 5.4.

In tabella 5.4 si riporta come esempio il caso del ciclopentano con pressione di vaporizzazione fissata e pressione di condensazione variabile.

Tabella 5.3: Input e output simulazione con ciclopentano

Caso		UM	I	II	III	IV	V
Pressione di condensazione		[bar]	3,5	3	2,5	2	1,5
Temperatura di condensazione		[°C]	87,73	81,61	74,67	66,56	56,71
Pressione di vaporizzazione		[bar]	40	40	40	40	40
Fluido: Ciclopentano	Pressione critica	bar	45,1	45,1	45,1	45,1	45,1
	Temperatura critica	°C	238,6	238,6	238,6	238,6	238,6
	Peso molecolare	kg/kmol	70,1329	70,1329	70,1329	70,1329	70,1329
Condizioni ambientali sito d'installazione	Altitudine	m	45,72	45,72	45,72	45,72	45,72
	Temperatura ambiente	[°C]	26,7	26,7	26,7	26,7	26,7
	Umidità relativa	%	60	60	60	60	60
Parametri turbogas: Solar Taurus 60-7902	Potenza nominale	kW	4751	5003	5291	5633	6056
	Heat rate	kJ/kWh	12082	12082	12082	12082	12082
	Rendimento elettrico	%	29,8	29,8	29,8	29,8	29,8
	Portata in massa dei fumi allo scarico	kg/s	20,35	20,35	20,35	20,35	20,35
	Temperatura fumi allo scarico	°C	526	526	526	526	526
	Numero di turbine	[-]	4	4	4	4	4
Evaporatore - Lato gas	Temperatura in ingresso	[°C]	526	526	526	526	526
	Pressione in ingresso	[bar]	1,028	1,028	1,028	1,028	1,028
	Portata in massa	[kg/s]	20,35	20,35	20,35	20,35	20,35
	Temperatura in uscita	[°C]	125	125	125	125	125
	Pressione in uscita	[bar]	1,008	1,008	1,008	1,008	1,008
	Perdite di pressione	[%]	2	2	2	2	2
	Perdite di calore	[%]	1	1	1	1	1
Evaporatore - Lato fluido ORC	Portata in massa fluido	[kg/s]	18,02	17,56	17,07	16,54	15,96
	Temperatura in ingresso	[°C]	90,89	84,75	77,78	69,65	59,76
	Temperatura in uscita	[°C]	229,2	229,2	229,2	229,2	229,2
	Pressione in ingresso	[bar]	41	41	41	41	41
	Pressione in uscita	[bar]	40	40	40	40	40
	Perdite di pressione	[%]	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
Turbina ORC	Portata in massa	[kg/s]	72,09	70,24	68,29	66,18	63,84
	Temperatura in ingresso	[°C]	229,2	229,2	229,2	229,2	229,2
	Temperatura in uscita	[°C]	127,3	123,2	118,4	112,6	105,4
	Pressione in ingresso	[bar]	40	40	40	40	40
	Pressione in uscita	[bar]	3,5	3	2,5	2	1,5
	Portata volumetrica in ingresso	[m3/s]	0,47	0,46	0,45	0,43	0,42
	Portata volumetrica all'uscita	[m3/s]	9,15	10,38	12,06	14,52	18,49
	Potenza netta	kW	4990,46	5244,96	5534,36	5870,01	6281,29
	Rendimento isoentropico	[%]	85	85	85	85	85
	Rendimento meccanico	[%]	98,5	98,5	98,5	98,5	98,5
Condensatore - Lato gas	Temperatura in ingresso	[°C]	127,3	123,2	118,4	112,6	105,4
	Temperatura in uscita	[°C]	87,73	81,61	74,67	66,56	56,71
	Pressione di condensazione	[bar]	3,5	3	2,5	2	1,5
	Perdite di pressione	[% p ingresso]	30	30	30	30	30
	Temperatura di Subcooling	[°C]	5	5	5	5	5
Condensatore -Lato acqua	Portata in massa	[kg/s]	122,5	121,4	127	146,9	182,5
	Temperatura in ingresso	[°C]	21,1	21,1	21,1	21,1	21,1
	Temperatura in uscita	[°C]	80	80	76,89	68,78	58,93
	Pressione in ingresso	[bar]	8,25	8,25	8,25	8,25	8,25
	Pressione in uscita	[bar]	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5
	Perdite di pressione	[% p ingresso]	10	10	10	10	10
	Potenza termica recuperata	[kW]	30142	29882	29584	29230	28792
Pompa ORC	Temperatura in ingresso	[°C]	82,45	76,71	70,18	62,55	53,26
	Temperatura in uscita	[°C]	90,89	84,75	77,78	69,65	59,76
	Pressione in ingresso	[bar]	2,692	2,308	1,923	1,538	1,154
	Pressione in uscita	[bar]	41	41	41	41	41
	Portata in massa in ingresso	[kg/s]	72,09	70,24	68,29	66,18	63,84
	Portata volumetrica in ingresso	[m3/s]	0,42834	0,43092	0,43469	0,44061	0,44926
	Potenza richiesta all'albero	[kW]	661,4	644,8	626,4	606	582,2
	Rendimento meccanico	%	99	99	99	99	99
	Rendimento isoentropico	%	78	78	78	78	78
Pompa acqua	Pressione in ingresso	[bar]	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5
	Pressione in uscita	[bar]	8,25	8,25	8,25	8,25	8,25
	Potenza richiesta all'albero	[kW]	58,54	58,04	60,64	69,99	86,71
	Portata in massa in ingresso	[kg/s]	122,5	121,4	127	146,9	182,5
	Portata volumetrica in ingresso	[kg/s]	0,1225	0,1214	0,127	0,1469	0,1825
	Rendimento meccanico	%	99	99	99	99	99
	Temperatura in ingresso	[°C]	21,1	21,1	21,1	21,1	21,1
	Rendimento isoentropico	%	85	85	85	85	85

5.2.3.1 Influenza della pressione di condensazione e di vaporizzazione nelle performance del ciclo TG-ORC

Dato che i fluidi scelti hanno proprietà termodinamiche (pressioni e temperature critiche e altre) diverse, al fine di avere un confronto più oggettivo ed appropriato, è stato deciso di confrontare i risultati ottenuti basandosi sulle proprietà normalizzate (cioè normalizzando rispetto alla pressione critica ed alla temperatura critica). Pertanto i risultati sono mostrati riferendosi alle seguenti condizioni:

- Pressione di condensazione costante e pressione di vaporizzazione variabile. Dato che una variazione nella p_v implica una variazione nella temperatura di vaporizzazione, i risultati saranno presentati in funzione della temperatura di vaporizzazione normalizzata rispetto alla temperatura critica del fluido.
- Pressione di vaporizzazione costante e pressione di condensazione variabile. Questa condizione implica un cambiamento nel rapporto di espansione ($PR = p_v/p_k$) ed i risultati saranno presentati in funzione di esso.

La figura 5.5 mostra l'effetto della temperatura di vaporizzazione normalizzata (T_v/T_c) rispetto al rendimento elettrico normalizzato, ottenuto dal rapporto fra la potenza recuperata estratta dall'ORC e la potenza elettrica nominale di un turbogas (P_{ORC}/P_{ITG}), con valore di p_k fissato per i tre fluidi organici considerati, evidenziando per ogni punto di T_v/T_c , il corrispondente valore p_v/p_c . Nel caso dell'R245fa vengono mostrate due diverse curve in corrispondenza, rispettivamente, di due diversi valori della p_k : 3,5 bar e 8,5 bar. Questa duplice rappresentazione è legata al fatto che, volendo rispettare le specifiche di progetto relativamente alla temperatura dell'acqua in uscita al condensatore pari a 80°C, è necessario per tale fluido, dati i valori propri di pressione critica, avere valori più alti di pressione di condensazione. Per gli altri due fluidi, la pressione di condensazione è fissata pari a 3,5 bar.

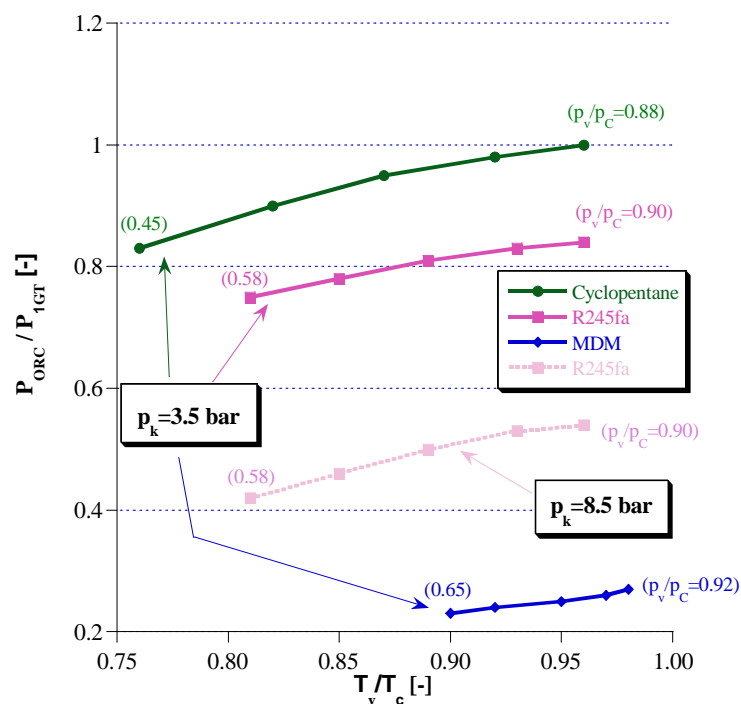


Fig. 5.5 : Potenza recuperata normalizzata vs T_v/T_c (effetto della p_v)

I risultati ottenuti mostrano un trend della potenza in aumento rispetto ai valori di T_v/T_c . Si nota dalla figura 5.5 che la potenza recuperata è dovuta a due fattori: la variazione della temperatura in ingresso all'espansore (T_v) e la corrispondente pressione di vaporizzazione. Il range di pressioni esaminate è simile per tutti i cicli subcritici analizzati, nonostante i valori della pressione di vaporizzazione siano molto diversi fra loro: 0,45 - 0,88 per il ciclopentano, 0,58 - 0,9 per l'R245fa e 0,65 - 0,92 per l'MDM. L'andamento individuato è coerente con i risultati già ottenuti in letteratura [8].

Si evince, inoltre, che la potenza recuperata utilizzando il ciclopentano come fluido refrigerante, è notevolmente superiore rispetto agli altri due casi analizzati e questo è riconducibile al maggior rapporto di espansione conseguibile nell'espansore. I valori ottenuti raggiungono i 5MW per il ciclopentano (ciò significa che $P_{ORC}/P_{IGT} = 1$), circa 4 MW per l'R245fa (facendo un confronto con uguale valore di p_k rispetto agli altri due fluidi) e minore di 1,5 MW per l'MDM considerando tutti e quattro i gruppi turbogas accesi.

La figura 5.6 mostra l'effetto del rapporto di espansione dell'ORC rispetto alla potenza recuperata normalizzata (P_{ORC}/P_{IGT}), con assegnato valore di p_v e valore di p_k variabile. La pressione di vaporizzazione è fissata per ciascun fluido con valori prossimi alla pressione critica: in particolare 40 bar per il ciclopentano, 33 bar per l'R245fa e 13 bar per l'MDM; ciò implica che la temperatura in ingresso all'espansore per ciascun fluido è mantenuta costante. I risultati mostrano chiaramente che vi è un incremento della potenza recuperata all'aumentare del rapporto di espansione che corrisponde al valore minimo di p_k fissato per ciascun fluido. Si evince inoltre che, per dato rapporto di espansione, i valori maggiori di potenza recuperata si ottengono utilizzando il ciclopentano come fluido refrigerante rispetto agli altri due fluidi e si nota che nel caso dell'MDM, i valori bassi di potenza recuperata sono dovuti agli elevati valori di pressione e temperatura di condensazione che si riflettono in un minor calore residuo nei fumi, riferendosi ad una pressione di condensazione pari a 3,5 bar.

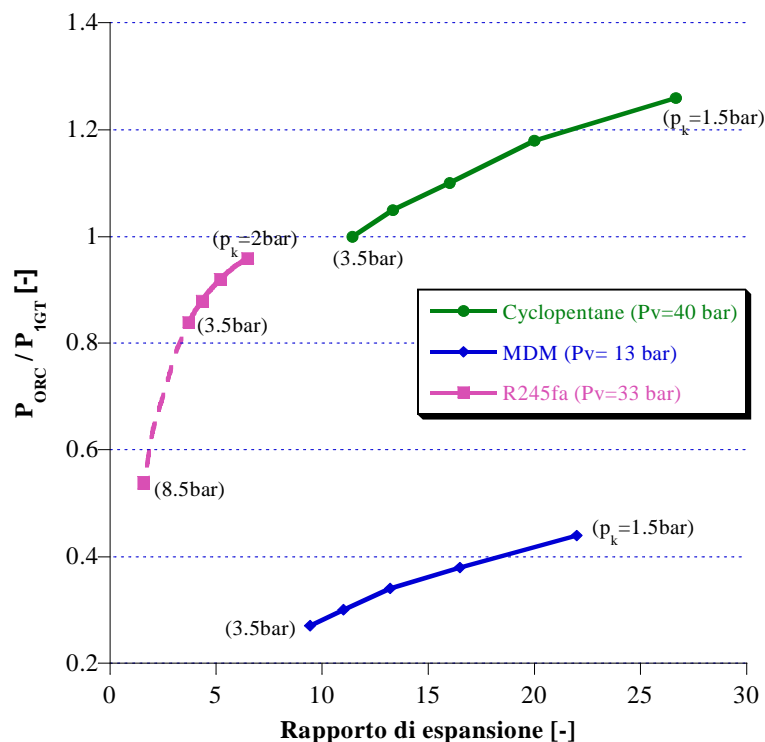


Fig. 5.6: Potenza recuperata normalizzata vs PR (effetto della p_k)

La figura 5.7a mostra che per uguali valori della temperatura normalizzata all'ingresso in turbina, i valori maggiori di rendimento elettrico del ciclo ORC sono ottenibili con il ciclopentano. I risultati ottenuti sono in linea con quanto già trovato in precedenti studi [3,9] con valori che variano fra il 10% ed il 15% nel caso di ciclo ORC semplice senza recupero. Il ciclopentano è il fluido che dà i maggiori valori in termini di efficienza dell'ORC grazie agli elevati rapporti di espansione ottenibili rispetto agli altri due fluidi.

La figura 5.7b mostra invece i valori dell'efficienza valutati considerando costante la temperatura in ingresso alla turbina per ogni fluido; questa figura quindi rappresenta l'effetto della pressione di condensazione (attraverso PR) sul rendimento. I risultati mostrano chiaramente un alto impatto di tali parametri sul rendimento: infatti tale valore può variare anche di 4 punti percentuali come nel caso del ciclopentano.

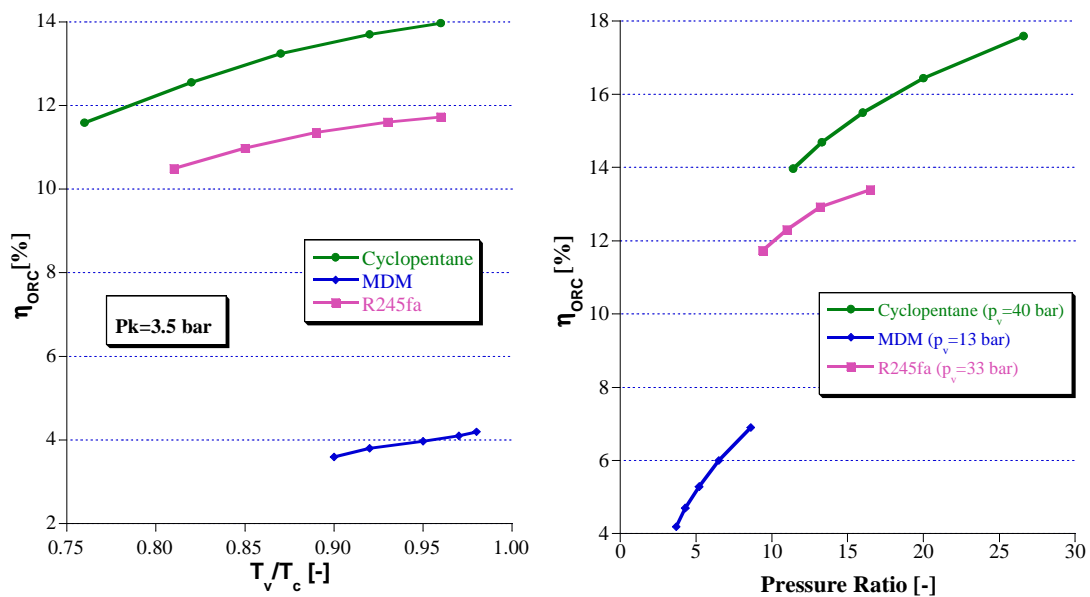


Fig. 5.7: (a) efficienza ORC vs T_v/T_c ; (b) efficienza ORC vs PR

In riferimento alla figura 5.7 ed ai valori di efficienza ottenibili dall'ORC, si può calcolare il rendimento totale del sistema che, nel caso del ciclopentano, raggiunge valori fino al 37% con un guadagno fino a 8 punti percentuali rispetto al rendimento del singolo turbogas. Con gli altri fluidi, l'incremento è più limitato, soprattutto nel caso dell'MDM, ma comunque significativo per quanto riguarda l'R245fa. L'effetto della variazione delle pressioni di condensazione ha un effetto in termini di efficienza totale di circa 1-2 punti percentuali.

Analizzando i risultati mostrati nelle figure precedenti, le migliori performance sono raggiunte con il ciclopentano e ciò è dovuto agli elevati valori di pressione critica che consentono di raggiungere elevati valori del rapporto di espansione con conseguenti elevati salti entalpici in turbina. Questo è confermato dalla figura 5.8 che mostra l'influenza delle pressioni di vaporizzazione e di condensazione sulla potenza specifica recuperata dall'ORC. Come mostrato in figura 5.8a, l'aumento della pressione di vaporizzazione implica un innalzamento della temperatura normalizzata di vaporizzazione, con conseguente aumento della potenza specifica recuperata. Lo stesso trend è rappresentato in figura 5.8b dove l'incremento del rapporto di espansione (che coincide con una diminuzione della p_k) porta ad un aumento nella potenza specifica recuperata. I valori maggiori di potenza specifica recuperata nel caso del ciclopentano con minimi valori di p_k sono vicini ai 100 kJ/kg.

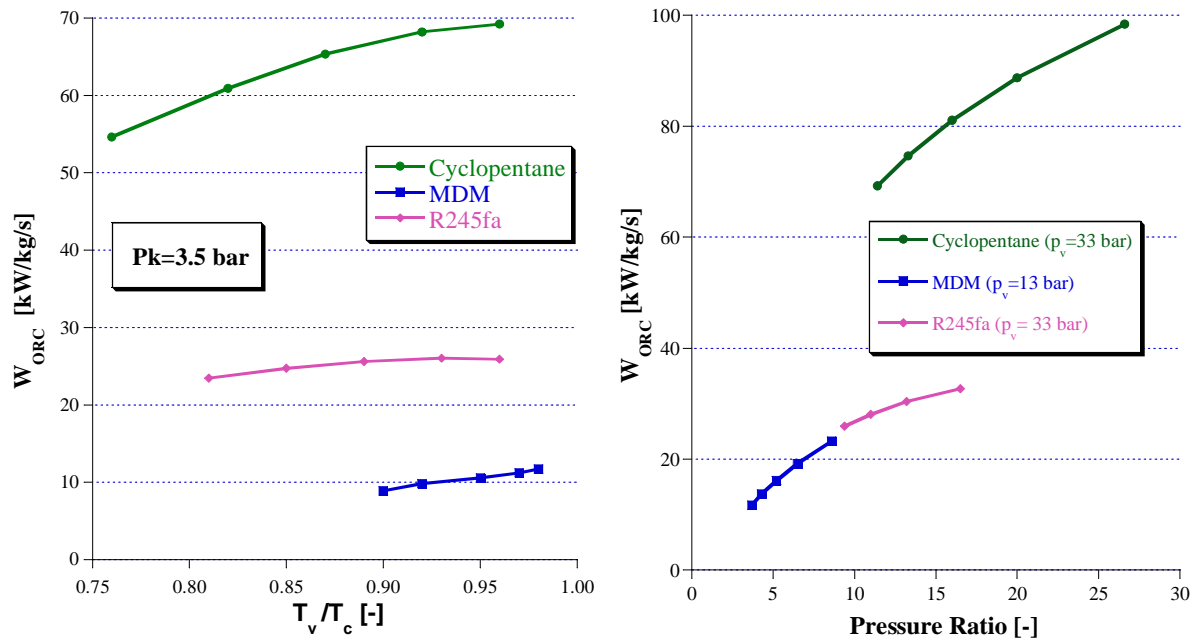


Fig.5.8: (a) Potenza specifica dell'ORC vs T_v/T_c ; (b) Potenza specifica dell'ORC vs PR

Un altro parametro analizzato è la portata in massa del fluido al variare della pressione di vaporizzazione (espressa come T_v/T_k) e della pressione di condensazione (espressa come PR) per tutti e tre fluidi considerati. Questo valore è ottenuto facendo i bilanci di energia agli scambiatori. Dai risultati ottenuti, nel caso del ciclopentano si riscontrano i più bassi valori di portata in massa e di conseguenza minori dimensioni delle turbine utilizzate, nel caso invece dell'R245fa, si necessita di una quantità di fluido doppia rispetto al ciclopentano. Diminuendo la pressione di condensazione, si assiste ad una diminuzione della portata richiesta (figura 5.9b) mentre l'effetto della temperatura normalizzata è meno significativo in tutti i casi ad eccezione dell'MDM per cui un aumento della pressione di vaporizzazione comporta una diminuzione della portata necessaria (Figura 5.9a).

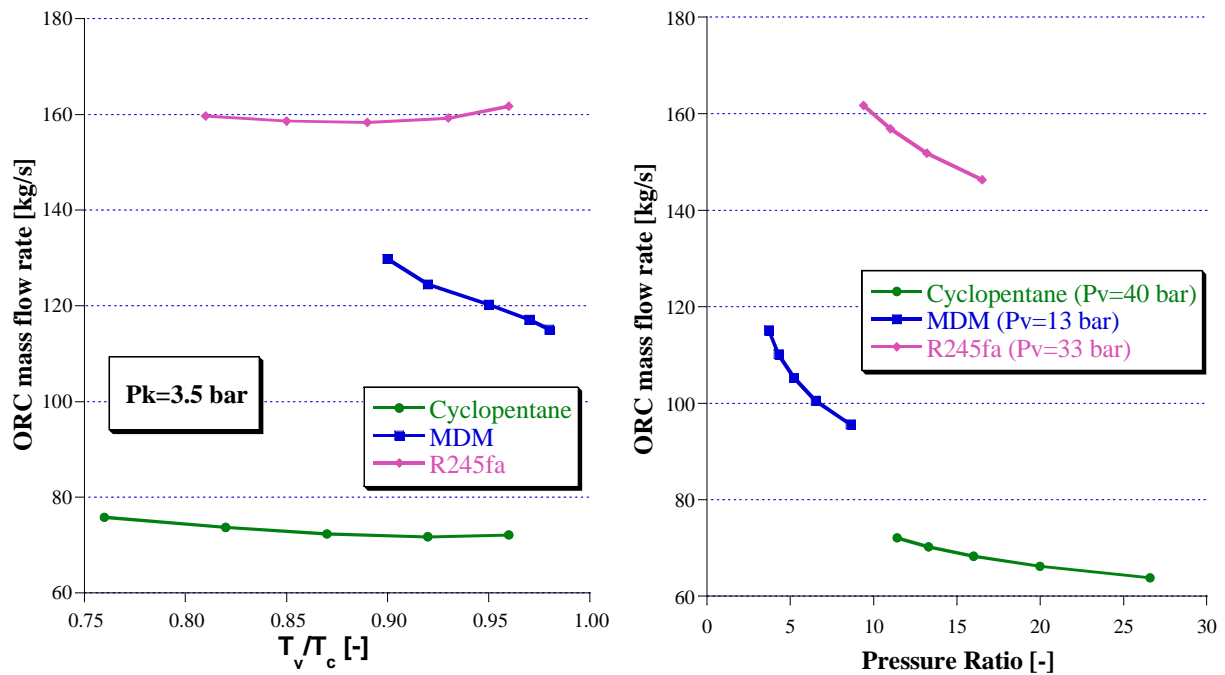


Fig.5.9: (a) Portata in massa vs T_v/T_c ; (b) Portata in massa vs PR

In figura 5.10a è mostrato l'effetto della temperatura normalizzata di vaporizzazione (e conseguentemente della p_v) sulla potenza termica recuperata al condensatore; in particolare, la potenza disponibile per le utenze cogenerative, è espressa per unità di potenza termica recuperata allo scambiatore (Q_{EVA}). I valori della potenza termica totale Q_{th_TOT} sono circa pari all' 85-95% della Q_{EVA} , mettendo in evidenza ancora una grossa disponibilità di calore anche se la temperatura a cui viene utilizzato nel condensatore è inferiore alla temperatura dei gas di scarico. Questa quantità, proporzionale alla portata moltiplicata per il salto entalpico all'interno del condensatore, diminuisce all'aumentare della temperatura. Il corrispondente valore di energia termica specifica recuperata (salto entalpico all'interno del condensatore), calcolato per unità di massa del fluido, è mostrato in figura 5.10b, espresso in funzione della temperatura normalizzata. La potenza termica recuperata è più alta nel caso dell'MDM e ciò evidenzia quindi una maggiore predisposizione di tale fluido per l'assetto cogenerativo anche se la potenza termica specifica recuperata per unità di portata è più bassa con questo fluido rispetto a tutti gli altri casi.

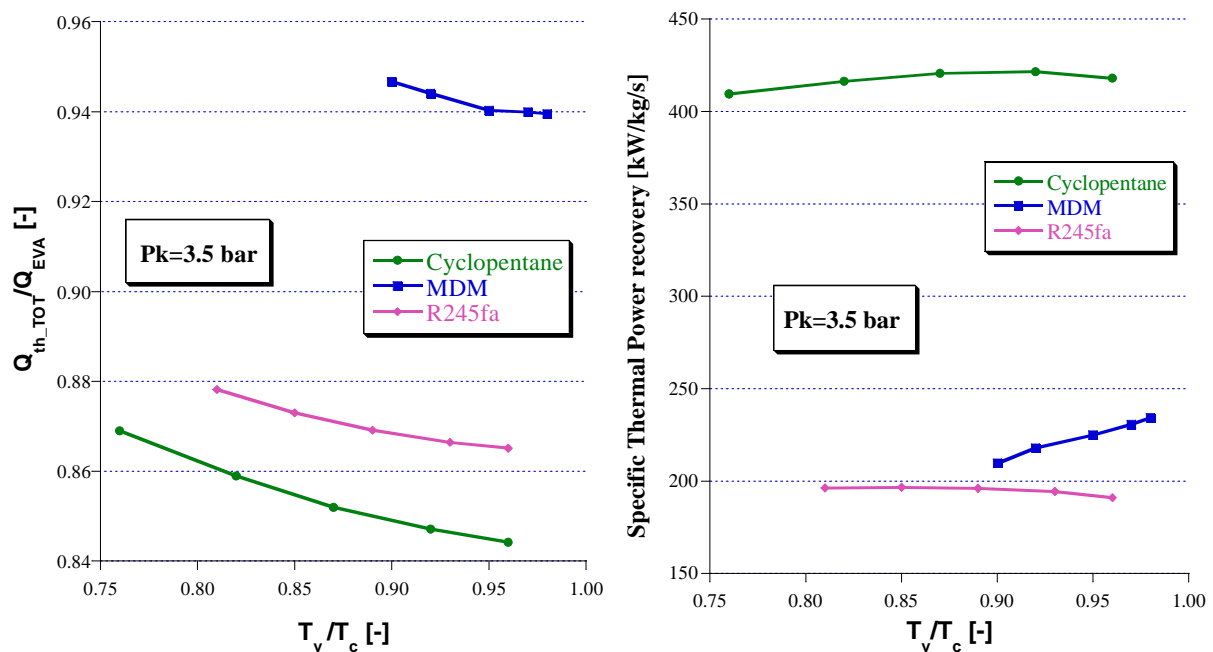


Fig.5.10: (a) Energia termica normalizzata vs T_v/T_c ; (b) Energia termica specifica

Il rapporto volumetrico di espansione, VER, è un parametro che mette in luce le caratteristiche della turbina ed in particolare il tipo di espansore e la taglia; bassi valori del VER significano avere assetti multistadio e dimensioni più grandi delle tubazioni.

La figura 5.11 mostra i valori del VER in funzione della temperatura di vaporizzazione all'ingresso della turbina avendo impostato la pressione di condensazione pari a 3.5 bar per tutti e tre i fluidi considerati. Come previsto, i valori del VER diminuiscono all'aumentare della temperatura in ingresso (funzione a sua volta della pressione). In particolare, il grafico mostra che l'MDM, che è il fluido meno performante rispetto ai parametri di potenza e rendimento analizzati finora, è però il fluido che ha i valori più alti del VER. Tale risultato è importante poiché a bassi valori del VER corrispondono ridotte dimensioni dell'espansore con conseguente riduzione dei costi dell'intero ciclo bottomer.

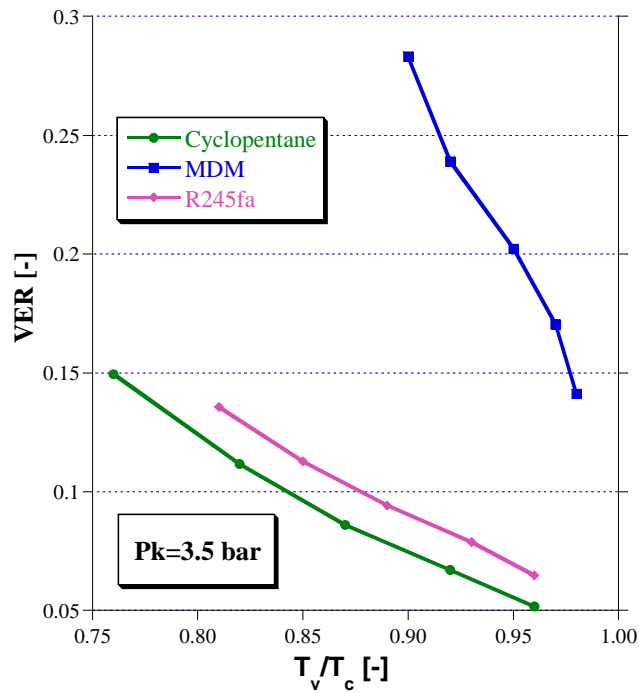


Fig. 5.11: VER vs T_v/T_c

5.2.3.2 Performance del ciclo in condizioni ottimali

Al fine di valutare la soluzione ottimale in termini di performance, è stata condotta un'analisi parametrica considerando i valori di pressione e temperatura ottimali relativi a ciascun fluido analizzato. Nella tabella 5.4 sono riportati i dati utilizzati per tale analisi. La pressione di condensazione, per i motivi già spiegati, è fissata a 1,5 bar per l'MDM e 8,5 bar per l'R245fa. Questi valori sono stati cambiati rispetto al valore di 3,5 bar adottato nelle simulazioni precedenti, per i seguenti motivi: l'MDM necessita di bassi valori della pressione di condensazione in seguito al rispettivo valore della pressione critica; infatti una diminuzione della pressione critica comporta un aumento nei valori del rapporto di espansione con migliori risultati in termini di performance; l'R245fa, invece, richiede alti valori della pressione di condensazione per poter rispettare le condizioni di design in termini di temperatura dell'acqua in uscita al condensatore di 80 °C. I corrispondenti diagrammi T-s dei cicli ORC analizzati nelle condizioni ottimali di progetto ($p_v = p_{max}$), sono rappresentati in figura 5.12 dove sono messe in evidenza le diverse pendenze della linea del vapore saturo e i diversi valori di temperatura massima (vaporizzazione) e minima (condensazione) del ciclo. Sono inoltre rappresentati i diagrammi T-Q corrispondenti nei quali si evidenzia il calore scambiato allo scambiatore EVA. Il termine "Min ΔT " rappresenta la minima differenza di temperatura fra i gas di scarico all'uscita dell'evaporatore e la temperatura del fluido all'ingresso dell'evaporatore; la differenza di temperatura che si verifica all'inizio dell'evaporazione è indicata in figura come "pinch-EVA".

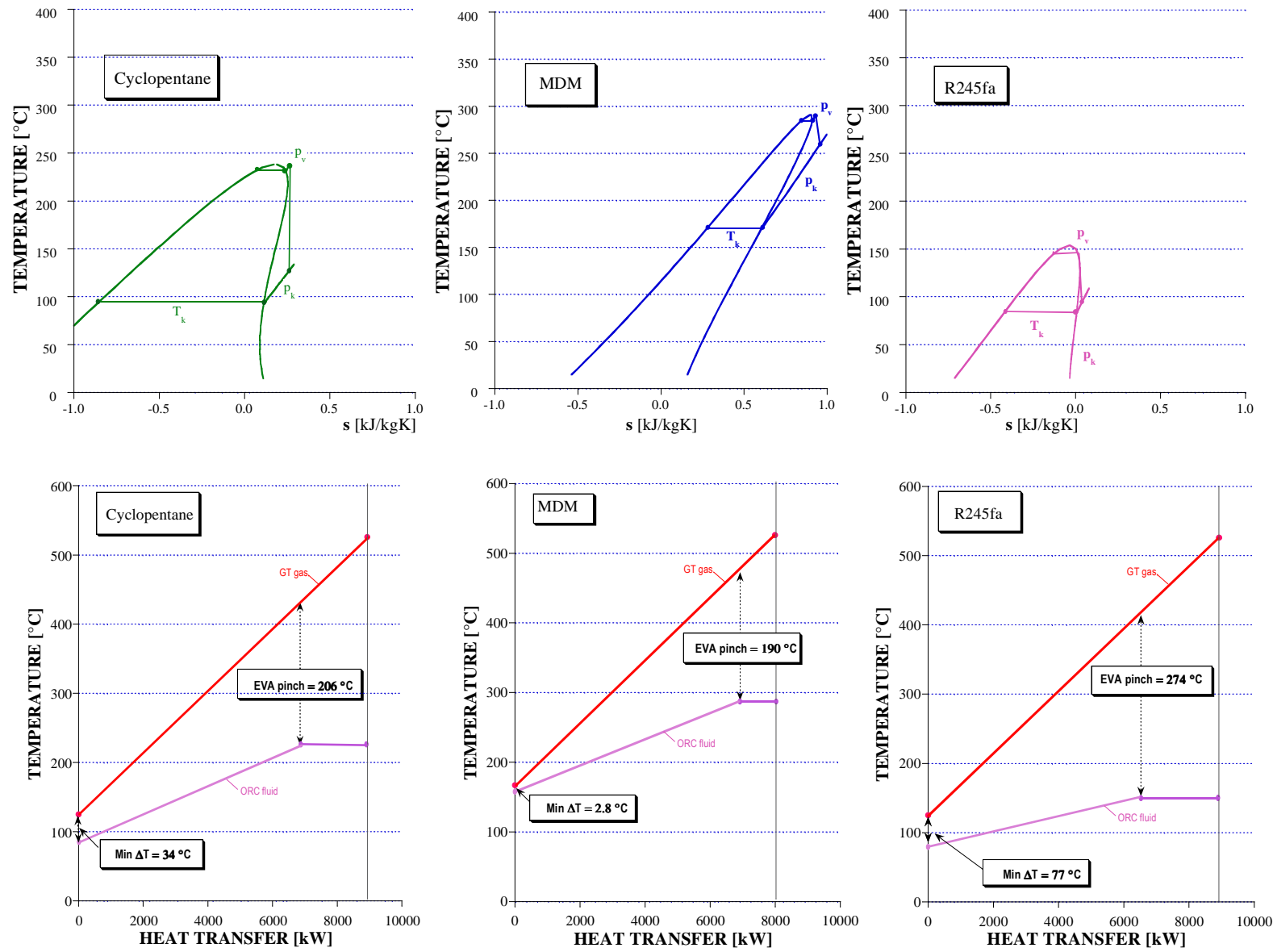


Fig. 12: Diagramma T-s e diagramma T-Q all'evaporatore per i fluidi considerati

La differenza minima di temperatura è maggiore per l'R245fa (circa di 77°C), più bassa per il ciclopentano (circa di 34°C) e molto piccola per l'MDM (circa di 3°C). Questo risultato, strettamente legato con le specifiche di progetto (temperatura dei gas in uscita allo scambiatore e pressione di condensazione), fornisce indicazioni sul dimensionamento dello scambiatore (valori maggiori di UA si raggiungono con l'MDM, vedi tabella 5.4), incidendo così sulle performance economiche. Va notato che nel caso dell'MDM, i valori di temperatura dei gas di scarico sono più alti rispetto a quanto indicato nelle condizioni di progetto (125 °C) e ciò è dovuto agli alti valori della temperatura di condensazione in uscita al condensatore. Inoltre le dimensioni dello scambiatore nei tre casi sono molto diverse, con taglie (UA_{COND}) molto più grandi per l'R245fa.

Tabella 5.4 Risultati termodinamici nei casi ottimali

Fluido	Ciclopentano	MDM	R245fa
Pressione di vaporizzazione [bar]	40	13	33
Temperatura di vaporizzazione [°C]	229.2	285.3	148.4
Pressione di condensazione [bar]	3.5	1.5	8.5
Temperatura di condensazione [°C]	127.3	249.3	78
Temperatura H ₂ O uscita condensatore. [°C]	80	80	80
Rapporto di espansione PR [-]	11.4	8.6	3.9
Portata del fluido ORC [kg/s]	72.09	95.64	204.2
Numero turbogas operanti	4	4	4
Energia elettrica totale Turbogas [MW]	19.9	19.9	19.9
Energia elettrica netta ORC [MW]	5	2.2	2.7
Energia elettrica totale TG+ORC [MW]	24.9	22	22.6
Rendimento elettrico TG+ORC. [%]	36.84	32.72	33.46
Energia termica recuperata [MW]	30.1	30.9	32.4
Temperatura gas di scarico TG [°C]	125	167	125
VER [-]	0.051	0.057	0.164
PES [-]	0.196	0.130	0.177
UA_{EVA} [kW/°C]	319.1	639.2	241.1
UA_{COND} [kW/°C]	761.7	215.5	1623.9

5.2.3.3 *Performance in assetto cogenerativo*

Facendo riferimento a quanto esposto nel capitolo primo relativamente ai benefici introdotti con la cogenerazione, si è effettuata un'analisi delle prestazioni cogenerative nel caso ottimale per ciascun fluido considerato. Volendo calcolare il PES, già spiegato nel capitolo primo, per quantificare le performance cogenerative del sistema TG-ORC, sono stati calcolati sia il rendimento elettrico (η_{el_TOT}) che il rendimento termico (η_{th_TOT}) e rappresentati in figura 5.13 considerando tutti e quattro i turbogas funzionanti a pieno carico.

Le linee tratteggiate in figura 5.13 rappresentano le linee a PES costante ed i punti messi in evidenza nelle varie linee colorate (ciascuna corrispondente ad un fluido diverso), rappresentano i punti di progetto del sistema TG-ORC considerando valori variabili della pressione di vaporizzazione e valori fissi per la pressione di condensazione (come da tabella 5.4).

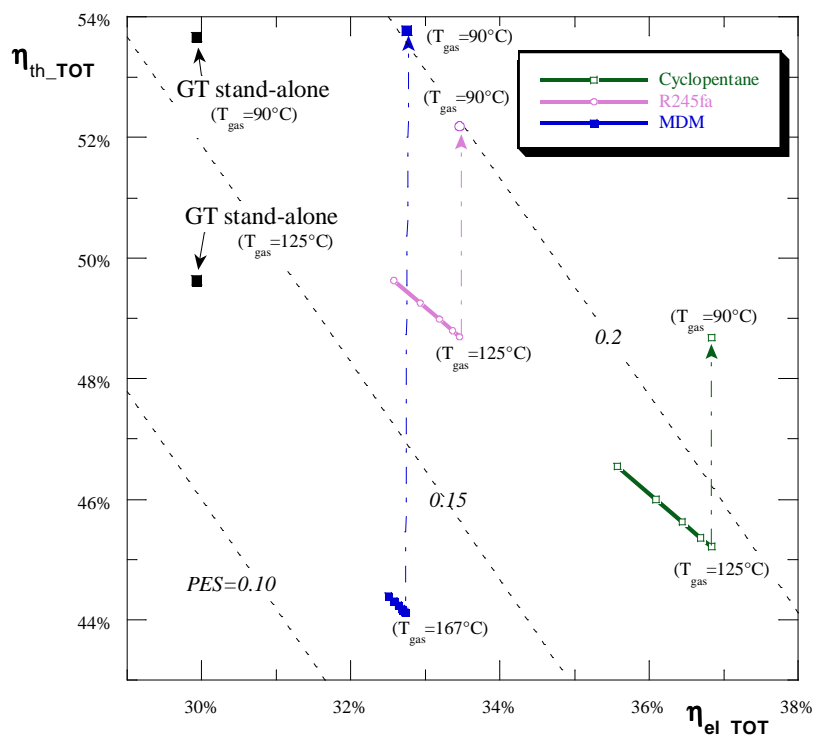


Fig. 5.13 Efficienza elettrica e termica del sistema TG-ORC nei casi di massima potenza elettrica dell'ORC

In riferimento ai casi analizzati, la figura 5.13 mostra che installare un ORC a valle di un ciclo turbogas, comporta una diminuzione dell'efficienza termica totale ma genera un aumento del rendimento elettrico complessivo del ciclo, rispetto al caso senza ORC. Il valore massimo di rendimento elettrico η_{el_TOT} raggiungibile è di circa il 37% ottenibile con il fluido ciclopentano. Questo valore è di 7,2 punti percentuali in più rispetto al ciclo semplice ed è più basso rispetto a quanto riscontrato da Pierobon et al. in [11] che riscontrano valori più alti dovuti a valori maggiori del rapporto di espansione utilizzati nel loro studio. Con il ciclopentano, grazie agli elevati valori del rapporto di espansione realizzabili e all'elevato valore di η_{el_TOT} (36.8%) ottenibile, il corrispondente valore del PES (uguale a 0.196) è maggiore rispetto al ciclo senza bottomer (0.162). Al contrario nel caso dell'MDM, i bassi valori di rendimento elettrico dovuti ai bassi valori di PR, danno bassi valori di performance cogenerative in termini di PES. Nell'ottica di migliorare le prestazioni cogenerative, una soluzione percorribile potrebbe essere quella di recuperare ulteriore calore residuo nei gas di scarico dei turbogas. Nel caso in cui si volesse ulteriormente abbassare il valore della temperatura dei gas di scarico da 150 °C a 90 °C (aggiungendo un ulteriore scambiatore), l'energia termica prodotta in più sarebbe pari a 2.9 MW per l'R245fa e ciclopentano e 6.3 MW per l'MDM generando così un significativo aumento del η_{th_TOT} , e del PES rispetto al caso stand-alone come mostrato in figura 5.13 (dalle frecce verticali tratteggiate) per i punti di p_v di massimo rendimento elettrico.

5.2.3.4 Analisi economica

Come messo in luce nel capitolo 4, reperire dati economici per questi impianti non è stato semplice quindi, per poter condurre un'analisi economica, i valori non noti sono stati stimati. In tabella 5.5 sono riassunti tali dati.

Tabella 5.5 Assunzioni per analisi economica

System availability [%]	95
Operating life [yr]	20
Discount rate [%]	5
Depreciation period [yr]	10
ORC fluid cost [\$ /yr]	10,000
Operation & maintenance cost (every six years) [\$]	500,000
ORC system investment cost [MM \$]	4.5

Nell'analisi economica condotta, si ipotizza di avviare l'impianto un anno dopo rispetto all'inizio dell'investimento. Gli ammortamenti sono equamente divisi nel periodo di investimento considerato. Considerando la potenza netta recuperata nel sistema ORC e assumendo l'efficienza del turbogas nelle condizioni di temperatura ambiente, il periodo dell'investimento viene calcolato considerando diverse tipologie di combustibile impiegabili nel gruppo topper. Per condurre l'analisi è stato considerato come fluido di lavoro del sistema ORC il ciclopentano dato che è quello che presenta le performance migliori. Il calcolo del periodo di ritorno dell'investimento, che dipenderà dal combustibile risparmiato a seguito dell'introduzione dell'ORC, è stato effettuato considerando l'influenza dell'efficienza del gruppo turbogas nella stima del combustibile risparmiato. Ci sono altri fattori quali numero di turbine installate, costi di manutenzione risparmiati relativi al non funzionamento di una turbina, ecc che avrebbero un effetto positivo sul risparmio e sul periodo di ritorno dell'investimento ma non sono stati considerati in questa analisi. L'obiettivo principale di questo studio è stato quello di analizzare l'impianto da un punto di vista termodinamico e, solo marginalmente, da un punto di vista economico considerando anche la carenza di informazioni attualmente disponibili sul mercato.

Questa analisi economica semplificata mostra che il sistema integrato TG-ORC con fluido ciclopentano in applicazioni off-shore è un soluzione economicamente percorribile: dalla figura 5.14 si evince che considerando un costo del combustibile pari a 5\$/MMkJ, il periodo di ritorno è inferiore a quattro anni.

Generalmente, il gas prodotto, usato come combustibile nei turbogas, è venduto. Questa analisi mostra l'influenza del costo del combustibile sul periodo di ritorno dell'investimento.

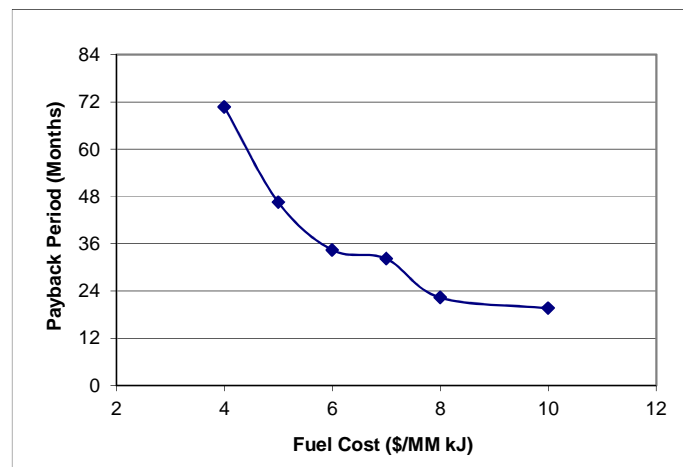


Fig. 5.14 Periodo di ritorno investimento per il sistema GT_ORC

L'analisi economica dipende comunque strettamente dal tipo di impianto considerato e varierà quindi da caso a caso. E' comunque indubbio che il sistema integrato TG-ORC comporta dei benefici sia in termini energetici che in termini economici.

5.2.3.5 *Analisi in assetto di off-design*

Per valutare il comportamento del sistema ai carichi parziali, è stata condotta un'analisi off-design per valutare se sono possibili eventuali altre alternative di layout di progetto che ottimizzano il sistema.

L'obiettivo che ci si è posti è stato quello di cercare la soluzione ottimale che portasse ad avere un recupero di energia elettrica dall'ORC equivalente alla potenza di un turbogas al fine di poterne spegnere uno con conseguente risparmio in termini di combustibile ed emissioni ambientali evitate.

Per implementare quest'analisi è stato scelto un caso base (in termini di parametri dell'ORC e relative performance), dal quale partire con le simulazioni, in accordo con quanto riportato nella tabella 5.6.

Tabella 5.6 Caso di partenza per analisi off-design

Fluid	Ciclopentano
Pressione di vaporizzazione [bar]	40
Pressione di condensazione [bar]	1.5
Temperatura H ₂ O uscita condensatore. [°C]	80
Rapporto di espansione PR [-]	26.6
Energia elettrica totale Turbogas [MW]	19.9
Energia elettrica netta ORC [MW]	6.37
Energia elettrica totale TG+ORC [MW]	24.9

Le condizioni operative richieste costringono la turbina ad andare in modalità di fuori progetto e quindi le prestazioni dell'impianto si discosteranno da quelle nominali. Bisognerà quindi operare delle scelte per quanto riguarda le modalità di regolazione dei componenti che operano in off-design; per la turbina è stata scelta la modalità di controllo “*sliding pressure*” che prevede che ai carichi parziali, le condizioni termodinamiche in testa alla turbina varino in conseguenza di una riduzione della portata; la temperatura di uscita all'evaporatore, è stata fissata costante in questa condizione. Per quanto riguarda gli scambiatori, l'area di scambio è stata fissata costante e la temperatura dell'acqua in uscita al condensatore è stata impostata al valore di progetto. Sono state eseguite varie simulazioni settando le turbine a diverse condizioni di carico. Gli scenari identificati sono riportati in tabella 5.7.

Tabella 5.7 Ipotesi ai carichi parziali come percentuale di pieno carico

	GT1	GT2	GT3	GT4
Scenario 1	100%	100%	100%	100%
	90%	90%	90%	90%
	80%	80%	80%	80%
	70%	70%	70%	70%
	60%	60%	60%	60%
	50%	50%	50%	50%
Scenario 2	100%	100%	100%	0%
	90%	90%	90%	0%
	80%	80%	80%	0%
	70%	70%	70%	0%
	60%	60%	60%	0%
	50%	50%	50%	0%
Scenario 3	100%	100%	100%	50%
Scenario 4	100%	100%	0%	0%
Scenario 5	100%	100%	50%	0%
Scenario 6	50%	50%	60%	60%

La figura 5.15 mostra i risultati dell'analisi condotta: in particolare, sono riportati i valori della potenza dell'ORC per unità di potenza di un turbogas rispetto alla potenza totale normalizzata rispetto al caso di design (4 turbogas a pieno carico più la potenza estratta dall'ORC).

Questi risultati mostrano che solo in pochi e particolari casi è possibile ottenere un valore di potenza dell'ORC uguale alla potenza estraibile da un singolo turbogas. Ad ogni modo, la possibilità di spegnere una turbina e di avere contestualmente la quantità di potenza richiesta dall'utente è un beneficio di questo sistema integrato multi-albero, sempre nei limiti di quanto emerso nell'analisi off-design.

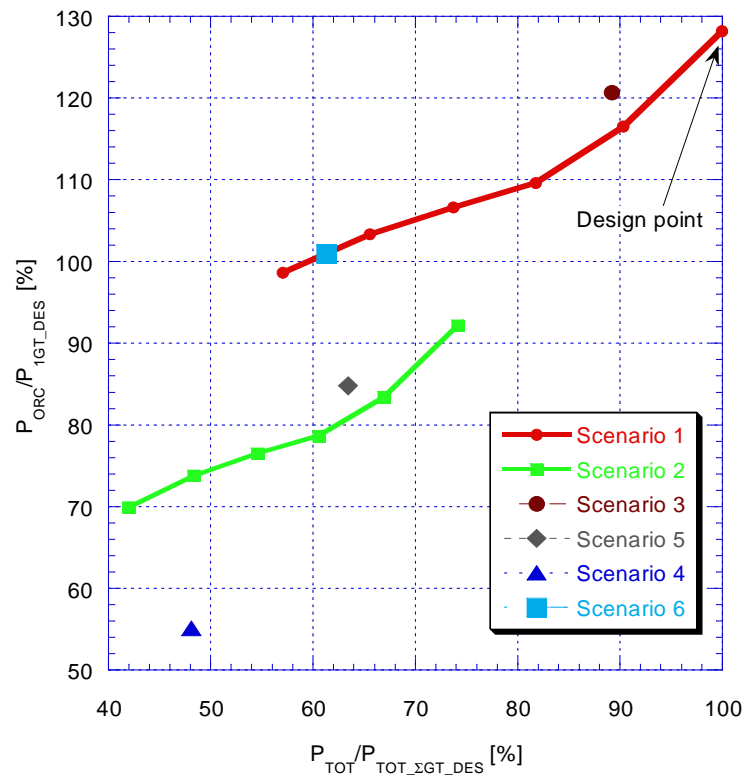


Fig. 5.15 Risultati in condizioni di off-design

Bibliografia Capitolo 5

- [1] Bhargava, R. K., Bianchi, M., and De Pascale, A., 2011, “Gas Turbine Bottoming Cycles For Cogenerative Applications: Comparison Of Different Heat Recovery Cycle Solutions”, Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, ASME Paper No. GT2011-46236.
- [2] Thermoflex v.22, Thermoflow Inc. , 2012
- [3] Bhargava, R. K., Bianchi, M., Campanari, S., De Pascale, A., Negri di Montenegro, G., and Peretto, A., 2010, “A Parametric Thermodynamic Evaluation of High Performance Gas Turbine Based Power Cycles”, Transaction of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 132, pp. 022001-1/14.
- [4] Liu, B. T., Chien, K. H., and Wang C. C., 2004, “Effect of Working Fluids on Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery”, Energy, Volume. 29, pp 1207- 1217.
- [5] Tchanché, F. B., Lambrinos, G. R., Frangoudakis, A., and Papadakis, G., 2011, “Low Grade Heat Conversion into Power Using Organic Rankine Cycle – A Review of Various Applications”, Journal of Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 15, pp 3963-3979
- [6] Chacartegui, R., Sánchez, D., Muñoz, J.M., and Sánchez, T., 2009, “Alternative ORC Bottoming Cycles for Combined Cycle Power Plants”, Applied Energy, Volume 86, pp. 2162–2170
- [7] Chen, H., Goswami, Y. D., and Stefanakos, K. E., 2010, “A Review of Thermodynamic Cycles and Working Fluids for the Conversion of Low-Grade Heat”, Journal of Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 14, pp 3059-3067
- [8] Lai, N. A., Wendland, M., and Fischer, J., 2011, “Working Fluids for High Temperature Organic Rankine Cycles”, Energy, Volume 36, pp 199-211
- [9] Branchini, L., De Pascale, A., and Peretto, A., 2013, “Systematic Comparison of ORC Configurations by Means of Comprehensive Performance Indexes”, Applied Thermal Engineering, Volume 61, pp. 129-140.
- [10] Aguilera, R. F. and Ripple, R. D., 2012 “Technological Progress and the Availability of European Oil and Gas Resources”, Applied Energy Volume 96, pp. 387–392.
- [11] Pierobon, L., Larsen, U., Nguyen, T. V., and Haglind, F., 2013, “Optimization of Organic Rankine Cycles for Offshore Applications”, Proceedings of the ASME Turbo Expo 2013, Paper No. GT2013-94108.

Conclusioni

Nel presente lavoro si è partiti analizzando le nuove tecnologie, consolidate o prototipali, per la cogenerazione di piccola-media taglia presenti attualmente sul mercato approfondendo poi l'aspetto normativo relativo agli impianti cogenerativi dal punto di vista degli indici di performance utilizzati.

Si è proceduto facendo un censimento degli impianti a combustibili fossili e rinnovabili presenti nella regione Emilia-Romagna per capire quale fosse la tecnologia maggiormente diffusa al fine di analizzare l'impatto che tali impianti hanno sull'ambiente. Contestualmente al censimento, è stato sviluppato un software in Visual Basic in grado di fornire, partendo da pochi dati d'impianto, le emissioni inquinanti ed i potenziali di inquinamento di una o più centrali termoelettriche al fine di permettere un primo confronto fra soluzioni impiantistiche alternative, focalizzando l'attenzione sull'impatto ambientale ad esse associato. Dallo studio è emerso che gli impianti a biogas (essendo di piccola taglia) hanno un impatto ambientale locale basso mentre, analizzando i dati su unità di potenza, emerge che il loro impatto sull'ambiente non è affatto trascurabile soprattutto rispetto ad un ciclo combinato; fa riflettere il fatto che alcuni valori sono paragonabili o addirittura superiori a quelli di un impianto a carbone considerato come uno dei più inquinanti. In generale i termovalorizzatori, nell'ambito di questo studio, hanno dei valori leggermente inferiori rispetto agli impianti biogas. Per quanto riguarda la cogenerazione, sono state calcolate le emissioni evitate di NO_x, CO e PM con i quattro metodi descritti e confrontando i risultati ottenuti si può notare un impatto positivo della cogenerazione agli impianti applicati; essa, tranne in alcuni casi specifici, permette di risparmiare sull'emissione dei tre inquinanti. Anche questi risultati sono influenzati dalla taglia ed è stato quindi necessario analizzare i risultati specifici, ovvero i mg di inquinante su kWh di energia. Per quanto riguarda gli NO_x e il CO è l'impianto 2 che, ad una prima analisi, risulta il più virtuoso ma lo stesso risultato non è confermato dal metodo IRA (si è ottenuto un valore negativo) che, al contrario, suggerisce una produzione di energia separata a discapito della cogenerazione. L'IRA è un indice che confronta le emissioni della cogenerazione rispetto a quelle emesse da due impianti che producono separatamente energia e calore; questo dato può essere spiegato dalle caratteristiche dell'impianto 2: piccola taglia, rendimenti bassi e sistemi di abbattimento non adeguati. Nell'analisi del PM è l'impianto 3 che si comporta come il 2 per gli NO_x e CO ed in questo caso la causa potrebbe essere imputabile ad una bassa efficienza dell'impianto. In generale i dati acquisiti forniscono indicazioni positive sull'utilizzo della cogenerazione in impianti alimentati a biomassa, bioliquidi e biogas, anche dal punto di vista delle emissioni.

Si è proceduto nel lavoro analizzando la tecnologia ORC ed i fluidi organici candidati ad essere impiegati in tali cicli. Si può affermare che la tecnologia ORC rappresenta una realtà concreta e in fase di espansione nel campo della valorizzazione energetica del calore di scarto di processi industriali. La potenza installata e le realizzazioni degli ORC negli ultimi 10 anni sono cresciute in modo esponenziale. Questa tecnologia inizia a penetrare addirittura il settore Oil&Gas, tradizionalmente ritenuto impermeabile al recupero energetico per la disponibilità di combustibili a basso prezzo che caratterizza le imprese dell'area. Un indicatore significativo che dimostra l'interesse di realizzare progetti nel settore è la comparsa, negli ultimi anni, di librerie di calcolo che permettono di determinare le proprietà dei fluidi organici.

La vivacità industriale del settore è inoltre confermata dal fatto che, accanto ad un'intensa attività di ricerca accademica per di più rivolta a piccoli apparati sperimentali, si riscontra una notevole mole di brevetti che con cui le aziende del

settore tutelano le loro innovazioni. Questo fatto ha reso difficoltoso reperire dati sugli stati interni ai cicli stessi, importanti per eseguire simulazioni accurate degli ORC e rendersi conte dell'effettivo stato dell'arte.

Nello studio è stato possibile reperire dati di 6 macchine diverse, di taglia tra 125kW e 6400kW, di 4 costruttori diversi. E' stato possibile quindi, mediante simulazioni numeriche, valutare le prestazioni che la tecnologia ORC oggi può garantire sul mercato. I rendimenti di recupero sono stati stimati tra il 14 e il 24%, i lavori specifici da 30 a 130 kJ/kg. Questi risultano in ogni modo sensibili alla taglia dell'impianto, così come avviene per il parametro di scambio termico UA.

Focalizzando l'attenzione sul recupero energetico nel settore mechanical drive, i cicli ORC risultano la tecnologia oggi più promettente soprattutto per la loro stabilità di funzionamento ai carichi parziali e la loro semplicità di layout. Inoltre la possibilità di gestione automatizzata, senza l'ausilio di un operatore incide non poco sui loro costi di gestione. Le simulazioni effettuate su 4 diversi turbogas di taglia tra 2 e 30 MW hanno riscontrato che l'adozione di cicli recuperati può garantire incrementi tra il 33% (per le taglie minori) e il 16% (per le taglie maggiori) di potenza elettrica prodotta.

Importanti costruttori sono da qualche anno presenti in questo settore. GE commercializza soluzioni denominate ORegen per il recupero termico applicato alla propria gamma di turbogas per applicazioni mechanical drive. Ormat è attiva in processi di potenziamento di gasdotti nordamericani mediante recupero termico tramite la tecnologia proprietaria OEC.

Questi ORC, pur essendo sviluppati da aziende differenti, sfruttano concetti simili, a partire dal fluido utilizzato, pentano in un caso, il relativo cicloalcano (ciclopentano) nell'altro. Il layout degli impianti prevedono un primo scambiatore ad olio diatermico che oltre a permettere modularità garantisce sicurezza imponendo temperature massime a contatto col fluido organico inferiori a quella di autoaccensione dello stesso. Gli ORC esaminati non propongono layout complessi: sono recuperati e adottano condensatori ad aria, svincolando questi impianti dall'approvvigionamento di acqua. Per questa ragione sono pensabili applicazioni in climi particolarmente rigidi, con temperature al di sotto dello zero termico. Mediamente sono possibili potenziamenti di impianti turbogas esistenti tra il 20 e il 30%. Si è riscontrato che esistono anche articoli accademici che analizzano il ciclopentano per le applicazioni in ORC, valutandone principalmente le condizioni di autoaccensione e la stabilità chimica nel lungo periodo. Ciò dimostra lo sforzo del settore per dare sicurezza a questo tipo di fluido che dimostra performance particolarmente interessanti per l'industria.

Per quanto riguarda la scelta delle pressioni massime e minime del ciclo, si è mostrato come siano valori critici di progetto non solo perché alterano le prestazioni elettriche del sistema, ma perché influiscono notevolmente sulle dimensioni degli scambiatori e sul tipo di espansore da adottare. Questi aspetti hanno rilevanti risvolti economici, per cui spesso l'industria preferisce soluzioni meno spinte ma più solide e realizzabili. Ciò è quanto avvenuto nel caso di studio sottoposto all'attenzione di questa tesi.

La piattaforma petrolifera in cui è stata eseguita un'analisi termodinamica volta a valutare i possibili benefici dovuti a un recupero mediante ORC aveva come rapporto di espansione della turbina un massimo fissato a 26, quando le applicazioni industriali con fluidi analoghi si spingono fino a 40. Ciò è comprensibile nella misura in cui si passa da una realizzazione "in serie" di cicli ORC, che consente di realizzare partite di espansori ad hoc, a realizzazioni "custom-made" che necessariamente devono adattarsi a quanto già disponibile sul mercato.

Il valore imposto alla pressione di condensazione, unita alla temperatura a cui era disponibile la sorgente fredda, hanno guidato la prima scrematura nella scelta del fluido per questa applicazione. La scelta del fluido migliore è stata guidata da una serie di simulazioni numeriche, svolte a costanza di certi parametri, che hanno permesso di stimare le grandezze più importanti dell'impianto con ORC inserito. Il fluido che ha garantito i risultati migliori in tutte le voci analizzate è stato il ciclopentano. Meno prestanti sono risultate le prestazioni del R245fa a causa della sua bassa temperatura di condensazione, che lo obbliga a richiedere grandi UA ed ingenti quantità di acqua al condensatore e dell'MDM a causa dei suoi bassi valori della pressione critica.

In conclusione le simulazioni effettuate mostrano che la performance complessive dell'impianto integrato TG-ORC sono fortemente dipendenti dalla scelta del fluido e dalle sue proprietà termodinamiche; in particolare il ciclopentano, con elevati valori della pressione critica che consentono di raggiungere elevati valori del rapporto di compressione, fornisce elevati valori di potenza recuperata e rendimento ed ottime performance cogenerative; la pressione di condensazione ottimale varia per ciascun fluido a seconda delle proprietà termodinamiche e di conseguenza, varierà anche il rapporto di espansione che massimizza l'efficienza del ciclo bottomer. L'analisi economica, seppur semplificata, mostra che l'applicazione dell'ORC come bottomer ad un ciclo turbogas consente di ottenere considerevoli risparmi economici dovuti ad un minor consumo di combustibile con conseguente riduzione del periodo di ritorno dell'investimento.

Una configurazione multi-albero consente al sistema di operare ai carichi parziali con benefici in termini di risparmio del combustibile introdotto a seguito dello spegnimento di una turbina ma allo stesso tempo non penalizzando la produzione elettrica compensata dalla produzione derivante dall'ORC.

In conclusione si può affermare che il sistema ORC inserito come bottomer di una turbina a gas che scarica calore a diverse temperature, rappresenta una soluzione valida sia dal punto di vista termodinamico e prestazionale sia dal punto di vista economico comportando benefici all'intero sistema. Si è dimostrato che grazie alla semplicità impiantistica ed al numero ridotto di componenti, tali impianti soddisfano anche i requisiti di spazio necessari per l'applicazione in piattaforme petrolifere e che l'ormai raggiunta affermazione sul mercato li vede come alternativa valida nel settore oil and gas.